

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN  
KOPLING TOYOTA CALYA**

**DENGAN SPESIFIKASI**

**DAYA (N) : 88 PS**

**PUTARAN (n) : 6000 rpm**



**OLEH :**

**SONY WIDODOSYAH PUTRA GIRSANG**

**178130148**

**TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**



**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN  
KOPLING TOYOTA CALYA**

**DENGAN SPESIFIKASI**

**DAYA (N) : 88 PS**

**PUTARAN (n) : 6000 rpm**



**OLEH :**

**SONY WIDODOSYAH PUTRA GIRSANG**

**178130148**

**TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

**2020**

# LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS RANCANGAN

PERENCANAAN RODA GIGI MOBIL DAIHATSU SIGRA

DENGAN MENGGUNAKAN TRANSMISI MANUAL



Disusun Oleh :

**NAMA : SONY WIDODOSYAH PUTRA GIRLANG**

**NIM : 178130148**

**JURUSAN : TEKNIK MESIN**

(B)

**Dosen Pembimbing**

**Kordinator Tugas Rancangan**

( Ir. H. Amru Siregar, MT )

( Ir. H. Amru Siregar, MT )

Disetujui Oleh :

**Ketua Jurusan**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

( M. IDRIS ST, MT )

# KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Tuhan YME, atas berkat dan karuniaNya penulis dapat menyelesaikan tugas ini.

Berdasarkan kurikulum jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka setiap mahasiswa diwajibkan untuk menyelesaikan tugas rancang elemen mesin. Pada tugas rancang elemen mesin I, mahasiswa diberikan tugas untuk merancang roda gigi. Adapun syarat untuk mengikuti tugas rancang ini adalah sudah pernah mengikuti kuliah elemen mesin I.

Pada tugas rancang elemen mesin II ini, penulis memilih jenis kendaraan toyota calya yang mempunyai daya 88 PS dan putaran 6000 rpm. Untuk itu penulis telah berusaha untuk menyelesaikan tugas rancang ini dengan sebaik-baiknya. Namun demikian, penulis menyadari bahwa hasil rancangan ini jauh dari sempurna dan oleh karena itu, penulis mengharapkan koreksi dan saran-saran dari pembaca yang sifatnya membangun agar tugas rancang ini bisa bertambah baik dan lebih sempurna bagi pembaca.

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bapak Ir.H.Amru Siregar, MT yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan menuntun penulis untuk menyelesaikan tugas rancang ini. Akhir kata penulis mengucapkan terima kasih.

Medan, .....2020

Penulis



SONY W. P GIRSANG

# DAFTAR ISI

## Halaman

### LEMBAR PENGESAHAN

<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>i</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>ii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>iii</b>
<b>DAFTAR DIAGRAM ALIR .....</b>	<b>iv</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>v</b>
<b>SKEMA GAMBAR KOPLING.....</b>	<b>vi</b>
<b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang Perencanaan.....	1
1.2. Tujuan Perencanaan.....	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Sistematika Penulisan.....	2
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....</b>	<b>3</b>
2.1. Klasifikasi kopling.....	3
2.2. Macam – macam kopling.....	4
2.3. Dasar – dasar perencanaan kopling.....	11
2.4. Sistem kerja kopling .....	12
<b>BAB 3 PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA KOPLING.....</b>	<b>15</b>
3.1. Poros.....	15
3.2. Spline dan Naaf.....	21
3.3. Plat Gesek.....	27
3.4. Pegas.....	34

3.5. Bantalan.....	40
3.6. Baut dan Mur.....	45
3.7. Paku Keling.....	50
<b>BAB 4 PERAWATAN KOPLING .....</b>	<b>56</b>
<b>BAB 5 KESIMPULAN.....</b>	<b>57</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>GAMBAR TEKNIK</b>	

## DAFTAR GAMBAR

GAMBAR	NAMA GAMBAR	HALAMAN
2.1.....	Kopling Bus .....	4
2.2.	Kopling Flens Kaku.....	5
2.3.	Kopling Flens Tempa.....	5
2.4.	Kopling Karet Ban.....	6
2.5.	Kopling Flens Luwes.....	7
2.6.	Kopling Karet Bintang.....	7
2.7.	Kopling Rantai .....	7
2.8.	Kopling Gigi.....	8
2.9.	Kopling Universal Hook.....	8
2.10.....	Kopling Cakar .....	9
2.11.....	Kopling Plat.....	10
2.12.....	Kopling Kerucut.....	10
2.13.....	Kopling Friwil.....	11
2.14.....	Bagian Bagian Kopling .....	12
2.15.....	Kopling Posisi Terhubung .....	13
2.16.....	Kopling Posisi Terlepas/bebas.....	14
3.1.....	Poros.....	15
3.2.....	Diagram alir poros .....	20
3.3.....	Spline dan Naaf.....	21
3.4.....	Diagram alir spline dan naaf.....	26
3.5.....	Plat gesek.....	27
3.6.....	Diagram alir plat gesek.....	33
3.7.....	Pegas .....	34
3.8.....	Diagram alir pegas.....	39
3.9.....	Bantalan .....	40
3.10.....	Diagram alir bantalan .....	44
3.11.....	Baut dan mur .....	45
3.12.....	Diagram alir baut dan mur.....	49

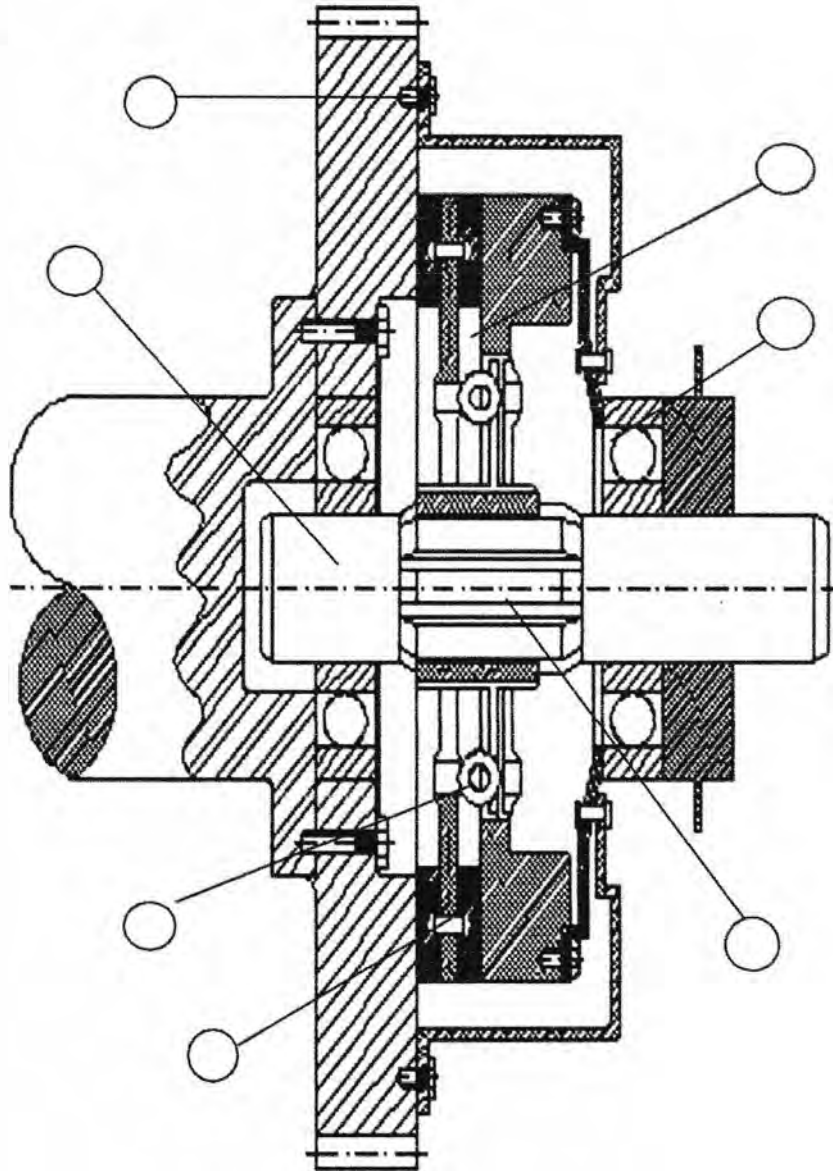
3.13.....	Paku keling.....	50
3.14.....	Diagram alir paku keling.....	54

## DAFTAR TABEL

TABEL	NAMA TABEL	HALAMAN
2.1.....	Perbandingan kelebihan dan kekurangan kopling.....	11
3.1.....	Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan ( $f_c$ ).....	16
3.2.....	Standart bahan poros.....	17
3.3.....	Diameter poros.....	18
3.4.....	DIN 5462 - DIN 5464.....	22
3.5.....	Harga $\mu$ dan $P_a$ .....	27
3.6.....	Momen puntir gesek statis kopling plat tunggal kering.....	30
3.7.....	Laju Keausan Permukaan Plat Gesek.....	31
3.8.....	Batas Keausan Rem dan Kopling Plat Tunggal Kering.....	31
3.9.....	Harga Modulus Geser $G$ .....	34
3.10.....	Bantalan bola.....	40
3.11.....	Faktor-faktor V, X, Y dan $X_0$ , $Y_0$ .....	42
3.12.....	Ukuran standar ulir kasar metris.....	46



# SKEMA GAMBAR



**Keterangan gambar :**

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

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang**

Dalam bidang permesinan daya dan putaran memegang peranan yang sangat penting, dimana daya dan putaran dari mesin ditransmisikan ke roda-roda. Mekanisme menimbulkan tenaga dari mesin keroda-roda disebut dengan pemindahan tenaga (*power train*). Pemindahan tenaga yang umum digunakan adalah kopling (*clutch*). Kopling berfungsi untuk menghubungkan dan memutuskan daya dan putaran dari mesin ke transmisi.

### **1.2. Tujuan Penulisan**

#### **a. Tujuan Umum**

- Menerapkan ilmu dari perkuliahan dan dapat membandingkannya dengan keadaan sebenarnya di lapangan.
- Membiasakan mahasiswa untuk merancang elemen-elemen mesin dan sekaligus untuk memperluas wawasan dalam hal perancangan.

#### **b. Tujuan Khusus**

- Meningkatkan pemahaman elemen-elemen mesin, khususnya kopling dan komponen-komponennya.
- Menguasai sistem penyambungan dan pemutusan putaran dan daya pada kendaraan bermotor.

Pada sistem kopling ini putaran dan daya dihubungkan melalui suatu mekanisme penyambungan dan pemutusan putaran poros input ke poros output yang dioperasikan tanpa mematikan mesin atau putaran poros input dan tidak ada slip yang dapat merugikan atau mengurangi daya mesin.



### **1.3. Batasan Masalah**

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

$$\text{Daya} = 88 \text{ PS}$$

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

### **1.4. Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan yang akan dijabarkan yaitu diawali dengan BAB I Pendahuluan yang berisikan tentang latar belakang, tujuan penulisan, batasan masalah, sistematika penulisan. BAB II Tinjauan pustaka berisikan pengertian kopling, kopling sebagai elemen mesin, jenis-jenis kopling, dasar pemilihan kopling. BAB III Perhitungan Ukuran Utama Kopling yang meliputi perhitungan poros, perhitungan spline dan naaf, perhitungan plat gesek, perhitungan pegas, perhitungan bantalan, perhitungan baut dan mur, perhitungan paku keling. BAB IV pemeliharaan kopling berisikan memeriksa merawat dan memperbaiki kopling, pemeriksaan langkah bebas kopling, pemeriksaan terhadap kerusakan kecil pada kopling, pemeriksaan pedal kopling dan pemeliharaan sistem kopling. Selanjutnya BAB V Penutupan berisikan tentang kesimpulan.

## **BAB 2**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1. Pengertian Kopling**

Kopling adalah bagian dari komponen 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 karena memindahkan tenaga mesin dan putaran mesin ke roda belakang secara perlahan – lahan sehingga dapat bergerak dengan lembut dan mencegah hentakan pada saat tenaga mesin dipindahkan ke transmisi.

#### **2.2. 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 :

- 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.

#### **2.3. Jenis-jenis Kopling**

Ditinjau dari sistem pengoperasian dan cara kerjanya maka kopling dapat dibedakan menjadi sebagai berikut :

### 2.3.1. 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.

Kopling tetap dibagi lagi menjadi sebagai berikut :

#### a. Kopling kaku

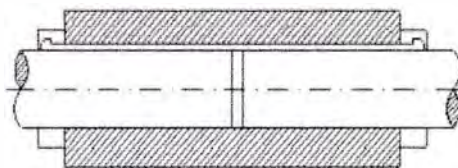
Kopling kaku digunakan bila kedua poros dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini banyak digunakan pada poros mesin dan transmisi umum dipabrik-pabrik.

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

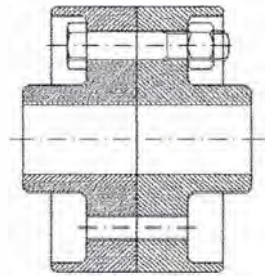
- *Kopling Flens Kaku*

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, biasanya terdapat pada poros – poros motor



listrik. 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 flens tempa seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.3. Kopling Flens Tempa

b. Kopling luwes

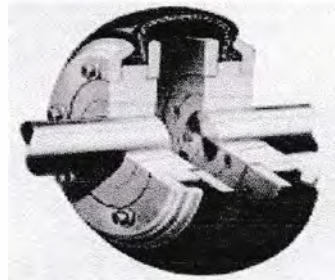
Mesin-mesin yang dihubungkan dengan penggeraknya melalui kopling kaku memerlukan penyetelan yang sangat teliti agar kedua poros yang saling dihubungkan dapat menjadi satu garis lurus, selain itu getaran dan tumbukan yang terjadi dalam penerusan daya antara poros penggerak dan yang digerakkan tidak dapat 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. Dengan adanya karet ban ini memungkinkan poros tidak pada satu garis lurus. Kopling ini biasanya digunakan untuk meneruskan gaya yang besar misalnya pada mesin aduk beton. Kopling karet ban seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

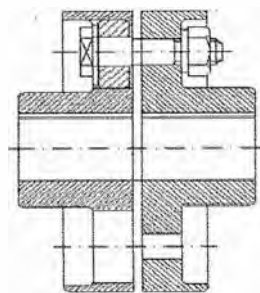


Gambar 2.4. Kopling Karet Ban

- *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 pada pabrik penggilas.

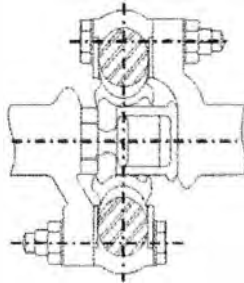
Kopling flens luwes seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.5. Kopling Flens Luwes

- *Kopling Karet Bintang*

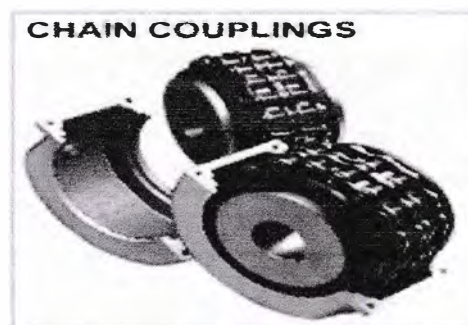
Kopling ini juga sama kerjanya dimana digunakan karet sehingga memungkinkan poros ikut berputar tidak pada satu garis seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.6 Kopling Karet Bintang

- *Kopling Rantai*

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



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. Biasanya 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. Biasanya digunakan pada mesin frais. Kopling universal seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.9. Kopling Universal Hook

### 2.3.2. 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.

Kopling tidak tetap dibagi lagi menjadi sebagai berikut :

a. Kopling Cakar

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Kopling ini meneruskan momen dengan kontak positif (tidak dengan perantara gesekan) hingga tidak dapat slip. Ada dua bentuk

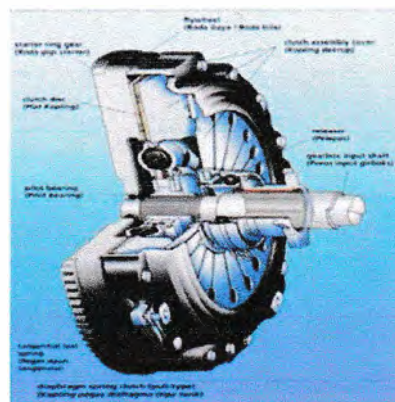
kopling cakar, yaitu kopling cakar persegi dan kopling cakar spiral. Kopling cakar persegi dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran, tetapi tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar sebaliknya, kopling cakar spiral dapat dihubungkan dalam keadaan berputar tetapi hanya baik untuk satu putaran saja. Kopling cakar seperti terlihat dalam gambar di bawah ini.



Gambar 2.10. Kopling Cakar

b. Kopling Plat

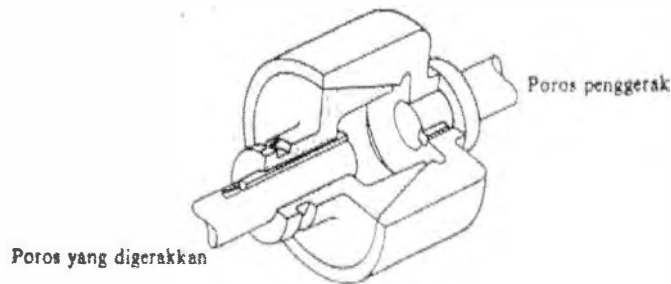
Kopling ini meneruskan momen dengan perantaraan gesekan. Dengan demikian pembebanan yang berlebihan pada poros penggerak pada waktu dihubungkan dapat dihindari. Selain itu, karena dapat terjadi slip maka kopling ini sekaligus juga dapat berfungsi sebagai pembatas momen. Menurut jumlah platnya, kopling ini dibagi atas kopling plat tunggal dan kopling plat banyak, dan menurut cara pelayanannya dapat dibagi atas cara manual, hidrolik dan otomatis. Kopling disebut kering bila plat – plat gesek tersebut bekerja dalam keadaan kering dan disebut basah bila terendam atau dilumasi dengan minyak.



Gambar 2.11. Kopling Plat

c. Kopling Kerucut (*Cone Clutch*)

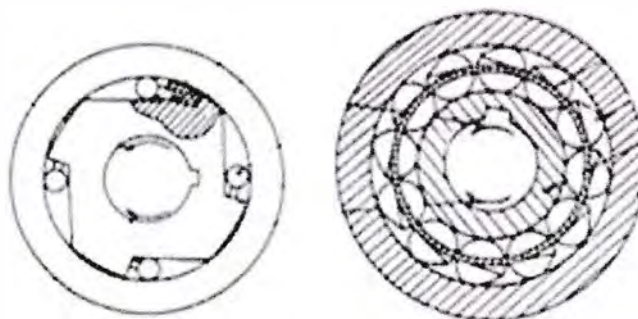
Kopling ini menggunakan bidang gesek yang berbentuk kerucut. Kopling ini mempunyai keuntungan dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat ditransmisikan momen yang besar. Kelemahannya adalah daya yang diteruskan tidak seragam. Kopling kerucut seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.12. Kopling Kerucut

d. 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



## 2.4. 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 table 2.1 berikut ini.

**Tabel 2.1. Perbandingan Kelebihan dan Kekurangan Kopling**

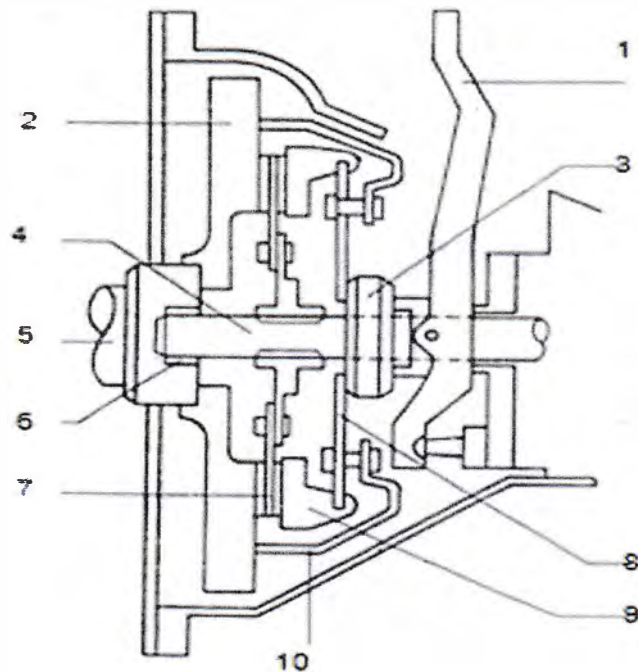
No	Nama Kopling	Kelebihan	Kekurangan
1.	Kopling Cakar	Dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran	Tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar Hanya dapat memutar sekitar 50 rpm
2.	Kopling Plat	Dapat dihubungkan dalam keadaan berputar Terjadinya slip sangat kecil	
3.	Kopling Kerucut	Gaya aksial kecil 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.
- 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

## 2.5. Sistem Kerja Kopling

Fungsi kopling adalah untuk meneruskan dan memutuskan putaran mesin ke transmisi. Pada setiap kendaraan mempunyai berbagai macam bentuk kopling, namun secara umum cara kerja kopling sama semua dengan prinsip menghubungkan dan memutuskan aliran tenaga.

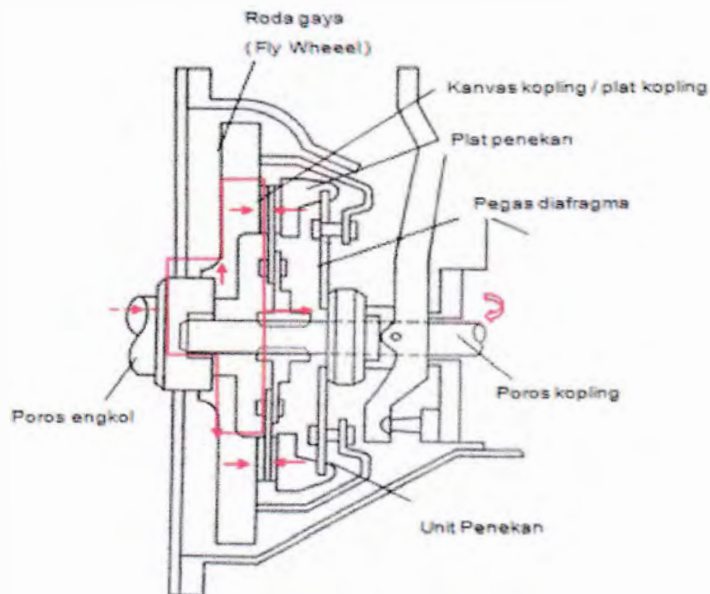


Gambar 2.14. Bagian Bagian Kopling

1. Garpu pembebas/release fork
2. Roda gila/ fly wheel
3. Release bearing
4. Poros input
5. Poros engkol
6. Pilot bearing
7. Plat kopling
8. Pegas diafragma
9. Plat penekan
10. Unit penekan

## Cara kerja kopling

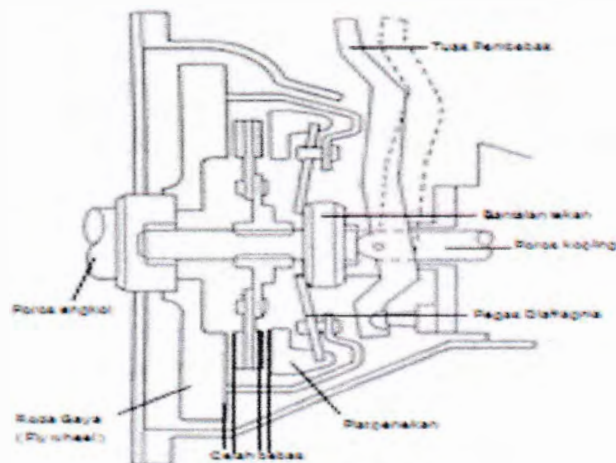
### 1. Posisi terhubung



Gambar 2.15. Kopling Posisi Terhubung

- Pegas penekan diafragma menekan plat penekan sehingga plat penekan terhubung atau tertekan
- Kanvas kopling terjepit diantara fly wheel dan plat penekan, putaran mesin dapat diteruskan ke poros input transmisi

### 2. Kopling posisi terlepas



UNIVERSITAS MEDAN AREA Gambar 2.16. Kopling Posisi Terlepas/bebas

- a. Plat penekan diafragma mengungkit plat penekan sehingga plat kopling bebas dari penekanan
- b. Kanvas kopling bebas dari penekanan/jepitan sehingga putaran mesin tidak dapat diteruskan ke poros input transmisi, hanya sampai pada kanvas kopling.



- a. Plat penekan diafragma mengungkit plat penekan sehingga plat kopling bebas dari penekanan
- b. Kanvas kopling bebas dari penekanan/jepitan sehingga putaran mesin tidak dapat diteruskan ke poros input transmisi, hanya sampai pada kanvas kopling.

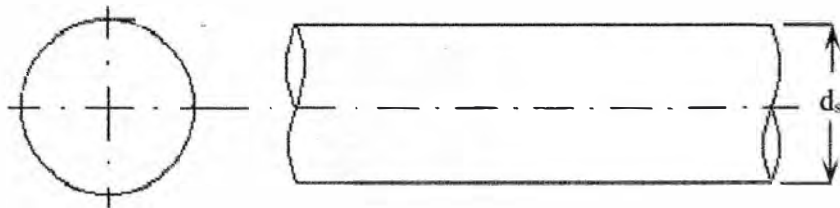
## BAB 3

### PERHITUNGAN BAGIAN 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 (P) sebesar 88 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) = 88 PS

Putaran (n) = 6000 rpm

Dimana :

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

$$P = 88 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 64,68 \text{ kW}$$

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

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kW)}$$

Dimana :  $P_d$  = Daya rencana  
 $f_c$  = faktor koreksi  
 $P$  = Daya

**Tabel 3.1. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan ( $f_c$ )**

Daya yang di transmisikan	$F_c$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
<b>Daya maksimum yang diperlukan</b>	<b>0,8 - 1,2</b>
Daya normal	1,0 - 1,5

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

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,05$

Maka daya rencana  $P_d$  adalah :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,05 \cdot 64,68 \text{ (kW)} \\ &= 67,914 \text{ kW} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \dots \dots \dots \text{ (Lit 1, hal 7)} \\ T &= 9,74 \times 10^5 \frac{67,914}{6000} \\ T &= 11024,706 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

**Tabel 3.2. Standart bahan poros**

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

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 :

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_B$  = kekuatan tarik bahan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$sf_1$  = 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-D 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 :

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

dimana :

$d_s$  = diameter poros (mm)

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$T$  = 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 :

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{3,47} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 11024,706 \right]^{1/3}$$

= 30,78 mm = 31,5 mm (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
		28	45	*112	280	450
P	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			
8			75			
			80			
			85			
9			90			
			95			

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 standart.
2. Bilangan di dalam kurung hanya di pakai untuk bagian di mana akan di pasang bantalan gelinding.

Pada diameter poros di atas 31,5 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 :

- $\tau$  = tegangan geser (kg/mm<sup>2</sup>)
- $T$  = momen *torsi* rencana (kg.mm)
- $d_s$  = diameter poros (mm)

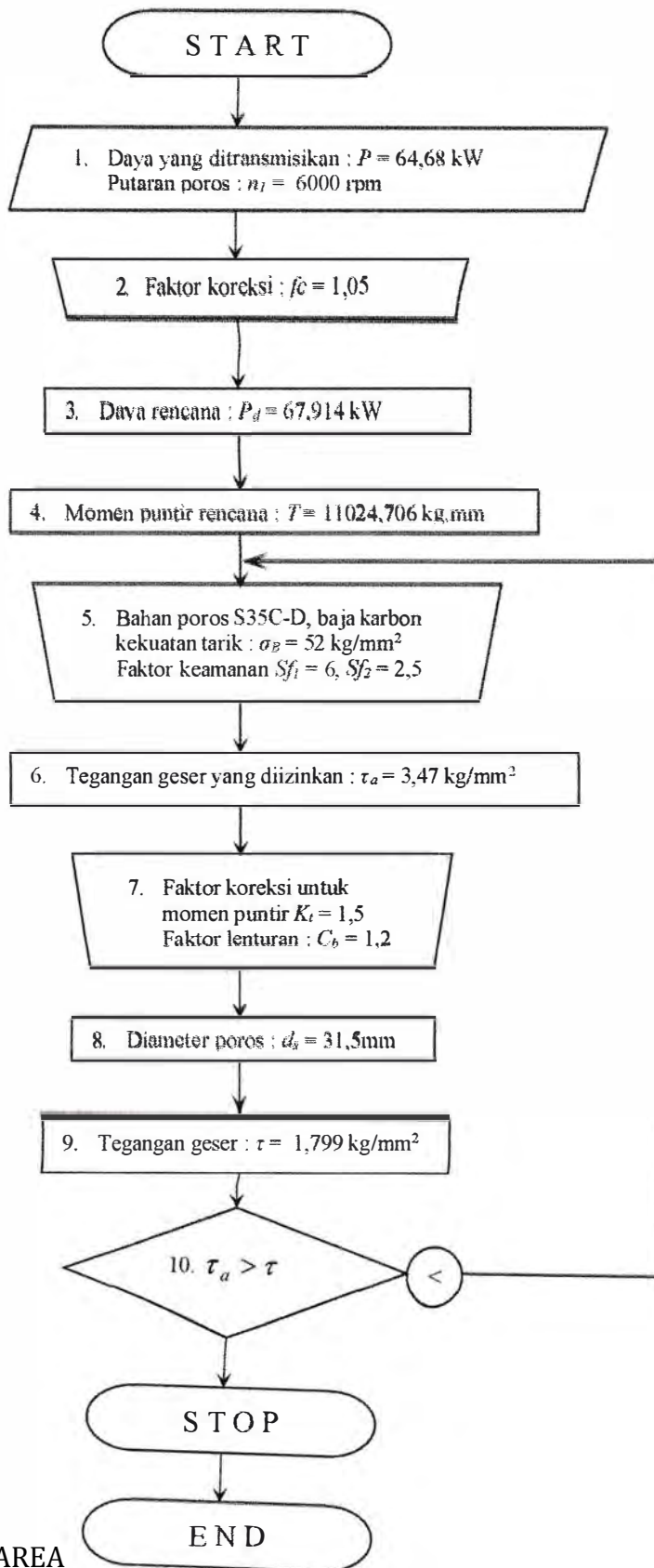
maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 11024,706}{31,5^3} \\ &= \frac{56226}{31255,88} \\ &= 1,799 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu :

UNIVERSITAS MEDAN AREA  
 $1,799 < 5,47 \text{ kg/mm}^2$  ( aman )

**Diagram aliran poros**

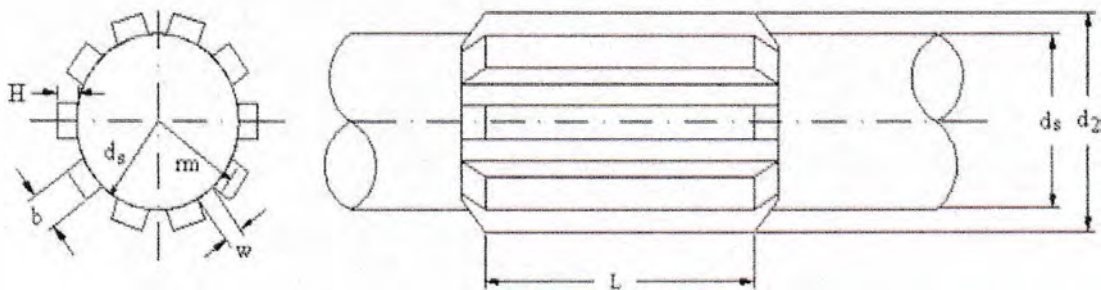


Gambar 3.2. Diagram alir poros

### 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 3.3. Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya ( $d_s$ ) sebesar (31,5 mm) bahan yang digunakan yaitu S35C-D dengan kekuatan tarik 52 kg/mm<sup>2</sup>.

Untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5462 untuk ringan. Seperti yang terdapat pada tabel dibawah ini



**Tabel 3.4. DIN 5462 – 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
<b>36</b>	<b>8</b>	<b>40</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>42</b>	<b>7</b>	<b>10</b>	<b>45</b>	<b>5</b>
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

Dimana dari tabel 3.4 :

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

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

$$d_2 = \frac{31,5}{0,81} = 38,89 \text{ mm} = 40 \text{ mm (maka kita ambil 42 mm)}$$

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

Jumlah ( i ) = 8 buah

Lebar ( b ) = 7 mm

Diameter luar ( d<sub>2</sub> ) = 40 mm

### 3.2.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\begin{aligned}\text{Tinggi ( H )} &= \frac{d_2 - d_s}{2} \\ &= \frac{40 - 31,5}{2} = 4,25 \text{ mm} \\ \text{Panjang ( L )} &= 1,5 \cdot d_s \\ &= 1,5 \cdot 31,5 = 47,25 \text{ mm} \\ \text{Jari-jari ( Rm )} &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{40 + 31,5}{4} = 17,875 \text{ mm} \\ \text{Jarak antara spline ( w )} &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 40 \text{ mm} = 20 \text{ mm}\end{aligned}$$

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 13601,91 kg.mm

$Rm$  = jari-jari spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned}F &= \frac{11024,706}{17,875} \\ &= 616,77 \text{ kg}\end{aligned}$$

Tegangan geser pada poros spline adalah :

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

dimana :

$\tau_g$  = tegangan geser yang terjadi pada spline ( $\text{kg/mm}^2$ )

$F$  = gaya yang bekerja pada spline (kg)

$i$  = jumlah gigi spline

$w$  = jarak antar spline (mm)

$L$  = panjang spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{616,77}{8 \cdot 20 \cdot 47,25} \\ &= 0,082 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}P &= \frac{F}{i \cdot H \cdot L} \\ &= \frac{616,77}{8 \cdot 4,25 \cdot 47,25} \\ &= 0,38 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Kekuatan tarik dari bahan yang direncanakan adalah  $52 \text{ kg/mm}^2$  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 :

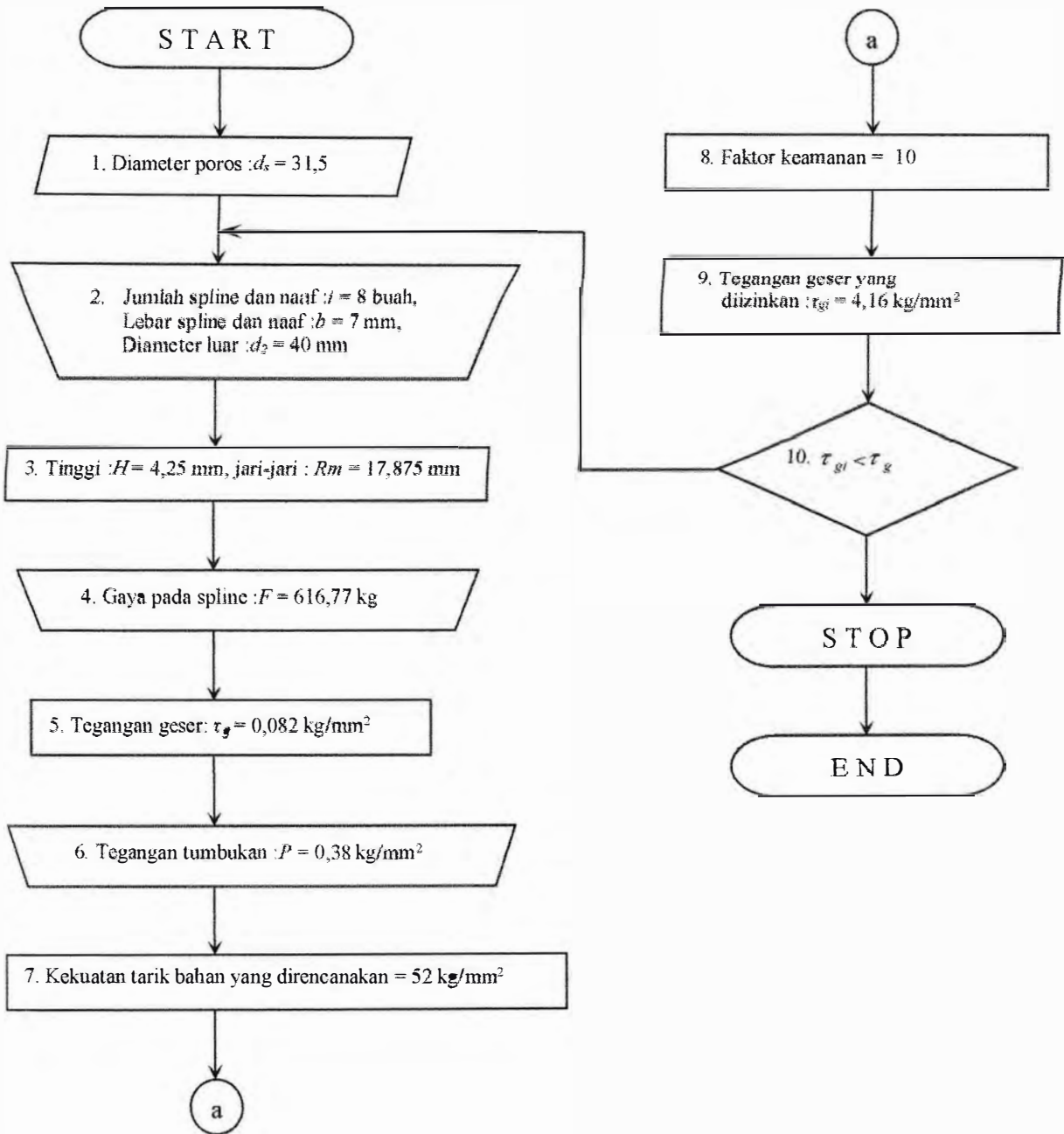
$$\tau_{gt} \geq \tau_g$$

$$4,16 \geq 0,070$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan



### Diagram aliran spline dan naaf



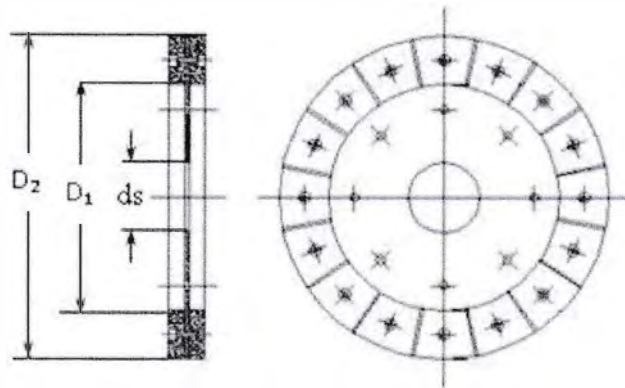
Gambar 3.4. Diagram alir spline dan naaff

### 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 3.5. 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  $\mu$  dan  $p_a$

Bahan Permukaan Kontak	$\mu$		$p_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
	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

Diketahui :  $P = 88 \text{ PS}$   
 $n = 6000 \text{ rpm}$   
 $d_s = 31,5 \text{ mm}$  ( 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 :

$$P = 88 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 64,68 \text{ kW}$$

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

Faktor koreksi ( $f_c$ ) = 1,05

Daya rencana  $P_d$  :

$$P_d = f_c \cdot P$$
$$= 1,05 \cdot 64,68 = 67,914 \text{ kW}$$

Momen puntir rencana  $T$  :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$
$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{67,914}{6000}$$
$$T = 11024,706 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

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

$$T = \mu \cdot F \cdot rm \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 62})$$

$$\begin{aligned} 11024,706 &= 0,4 \cdot 0,00565 D_2^2 \cdot 0,45 D_2 \\ 11024,706 &= 0,0005746 D_2^3 = 574,6 \times 10^{-6} D_2^3 \end{aligned}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{11024,706}{574,6 \times 10^{-6}}} = \sqrt[3]{19186794,04}$$

$$D_2 = 267,71 = 268 \text{ mm}$$

Maka diameter luar bidang gesek ( $D_2$ ) = 268 mm

Diameter dalam kopling :

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

$$= 0,8 \cdot 268 = 214,4 = 214 \text{ mm}$$

**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 <sup>2</sup> sisi rotor (kg.m <sup>2</sup> )	0,0013	0,0034	0,0089	0,0221	0,0882	0,2192	0,4124	1,1257
GD <sup>2</sup> sisi stator (kg.m <sup>2</sup> )	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

GD<sup>2</sup> pada sisi rotor diambil berdasarkan diameter lubang = 40 dari tabel di atas.

maka :

$$GD^2 = 0,0882$$

Putaran relatif  $n_r = 6000$  rpm

Waktu penghubung rencana  $t_e = 0,3$  s

Faktor keamanan kopling  $f = 2,1$

Momen start :

$$T_n = T = 11024,706 \text{ kg} \cdot \text{mm} = 11,024706 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

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

dimana :

$T_a$  = momen start (kg.m)

$GD^2$  = efek total roda gaya terhadap poros kopling (kg.m<sup>2</sup>)

$n_r$  = kecepatan putaran relatif (rpm)

$t_e$  = waktu penghubungan rencana (s)

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



maka :

$$T_a = \frac{0,0882 \cdot 6000}{375 \cdot 0,3} + 11,024706$$

$$= 15,73 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Waktu penghubungan yang sesungguhnya :

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

$$= \frac{0,0882 \cdot 6000}{375 \cdot (15,73 - 11,024706)}$$

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

$$t_{ae} \leq t_e$$

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

**Tabel 3.7. Laju keausan permukaan pelat gesek**

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

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 <sup>3</sup> )	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

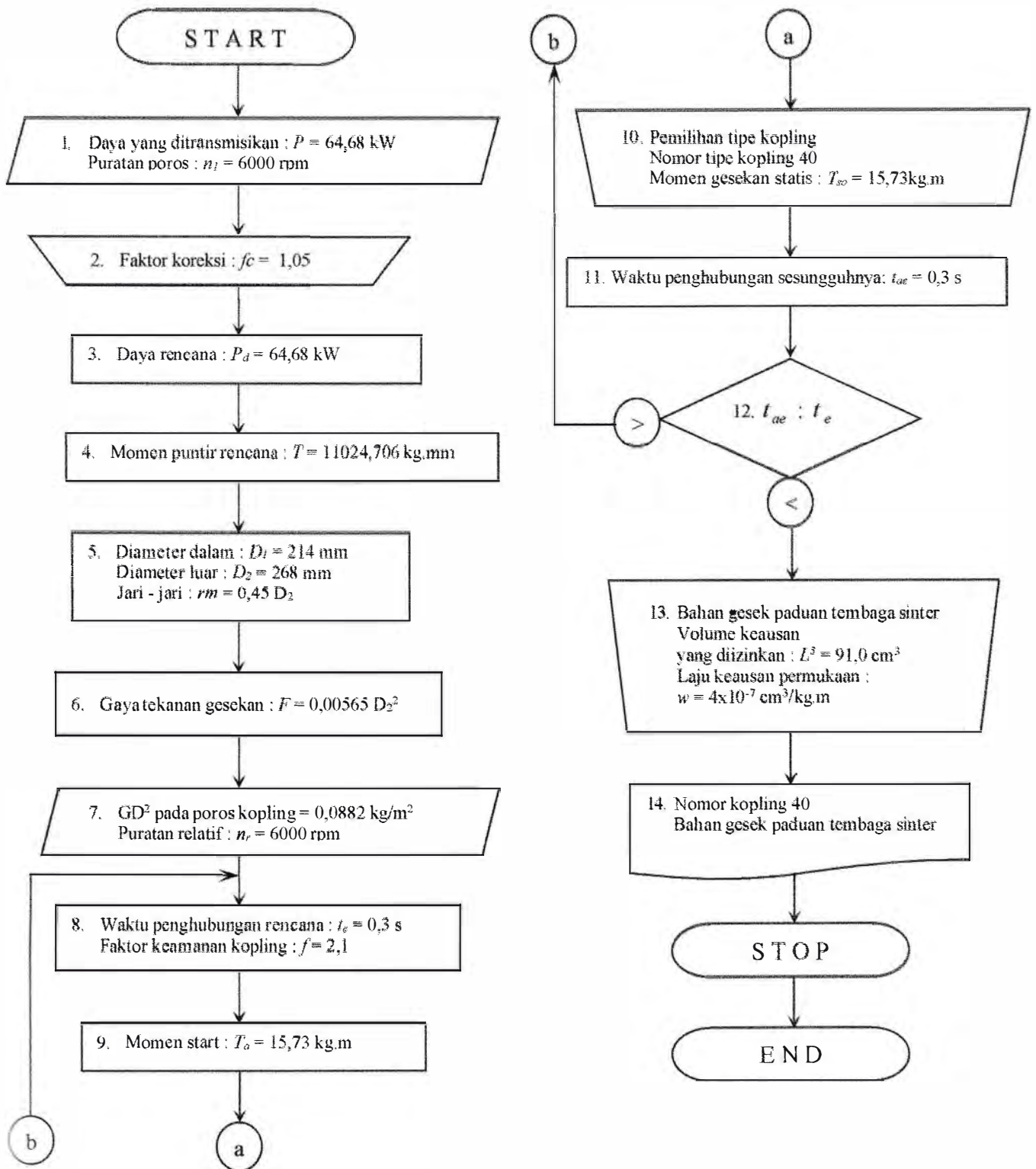
Berdasarkan tabel 3.7. dengan bahan paduan tembaga sinter maka:

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

Volume keausan yang diizinkan ( $L^3$ ) :

Dengan mengambil nomor tipe kopling 40, maka dapat diambil volume keausan yang diizinkan dari tabel 3.8. sebesar :

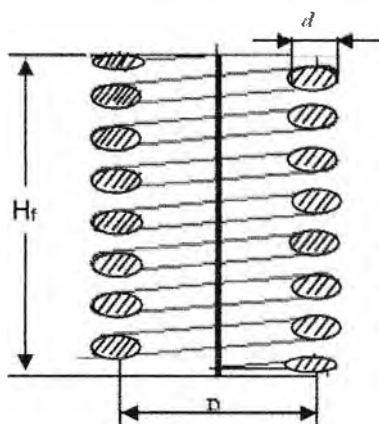
$$L^3 = 91 \text{ cm}^3$$



Gambar 3.6. Diagram alir 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 3.7. Pegas Kejut

Tabel 3.9 Harga modulus geser G

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

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

Momen punter (*torsi*) adalah  $T = 11024,706 \text{ kg} \cdot \text{mm}$  , jumlah pegas kejut direncanakan 4 buah dan direncanakan diameter rata - rata pegas ( $D$ ) = 32 mm, harga perbandingan  $\frac{D}{d}$  berkisar antara 4 - 8. Dalam rancangan ini, harga  $\frac{D}{d}$  diambil 4, sehingga diperoleh :

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

$$\frac{32}{d} = 4 \rightarrow d = 8$$

Beban maksimum  $W_t$  :

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

maka :

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

$$= \frac{11024,706}{(32/2)} = 689,04 \text{ kg}$$

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  $\tau$  :

$$\tau = \frac{T}{Z_p} = \frac{T}{(\pi/6) \cdot d^3}$$

$$= \frac{11024,706}{(3,14/6) \cdot 8^3}$$

$$= 41,15 \text{ kg} / \text{mm}^2$$



Bahan pegas SUP4 ( Baja pegas ) dengan tegangan geser maksimum yang diizinkan  $\tau_a = 41,15 \text{ kg/mm}^2$ , Modulus geser  $G = 8000 \text{ kg/mm}^2$  (berdasarkan tabel 3.9.)

Tegangan rencana :

$$\begin{aligned}\tau_d &= \tau_a \cdot 0,8 \\ &= 41,15 \cdot 0,8 = 32,92 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}k &= \frac{W_l}{\delta} \\ &= \frac{689,04}{20} = 34,45 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Jumlah lilitan yang bekerja:

$$\begin{aligned}k &= \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3} \\ 34,45 &= \frac{8000 \cdot (8)^4}{8n \cdot (31,5)^3} \\ 8n &= 11,33 \\ n &= 1,42 \rightarrow 1\end{aligned}$$

Lendutan total :

$$\delta_t = 20 \cdot \frac{1}{1} = 20 \text{ mm (18 - 20)}, \text{ baik}$$

Tinggi bebas  $H_f$  :

$$H_c = (n + 1,5) \cdot d$$

$$\text{UNIVERSITAS MEDAN AREA } (1 + 1,5) \cdot 8 = 48 \text{ mm}$$

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

$$C_l = (H_l - H_c) / (n + 1,5)$$

$$0,4 = (H_l - 48) / (4 + 1,5)$$

$$H_l - 48 = 2,2$$

$$H_l = 45,8 \text{ mm}$$

Maka :

$$\delta = H_f - H_l$$

$$20 = H_f - 40,7$$

$$H_f = 45,8 + 20 = 65,8 \text{ mm}$$

Tinggi awal terpasang  $H_s$  :

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

$$C_s = (H_s - H_c) / (n + 1,5)$$

$$1,5 = (H_s - 44) / (4 + 1,5)$$

$$H_s - 45,8 = 8,25$$

$$H_s = 52,25 \text{ mm}$$

Lendutan awal terpasang :

$$\delta_o = H_f - H_s$$

$$= 66,2 - 52,25$$

$$= 13,95 \text{ mm}$$

Beban awal terpasang  $W_o$  :

$$W_o = (H_f - H_s) \cdot k$$

$$= (66,2 - 52,25) \cdot 88,25$$

Lendutan efektif  $h$  :

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

Tinggi pada lendutan maksimum  $H_l = 46,2 \text{ mm}$

Jumlah lilitan mati pada setiap ujung 1

Tinggi mampat  $H_c = 44 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}H_l &> H_c \\ 46,2 \text{ mm} &> 44 \text{ mm}, \text{ baik}\end{aligned}$$

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

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

$$H_f / D < 5$$

$$66,2 / 32 < 5$$

$$2,17 < 5$$

Diameter kawat  $d = 8 \text{ mm}$

Bahan pegas SUP4( Baja pegas ) perlakuan panas

Jumlah lilitan yang bekerja  $n = 1$

Lilitan yang mati 1 pada setiap ujung

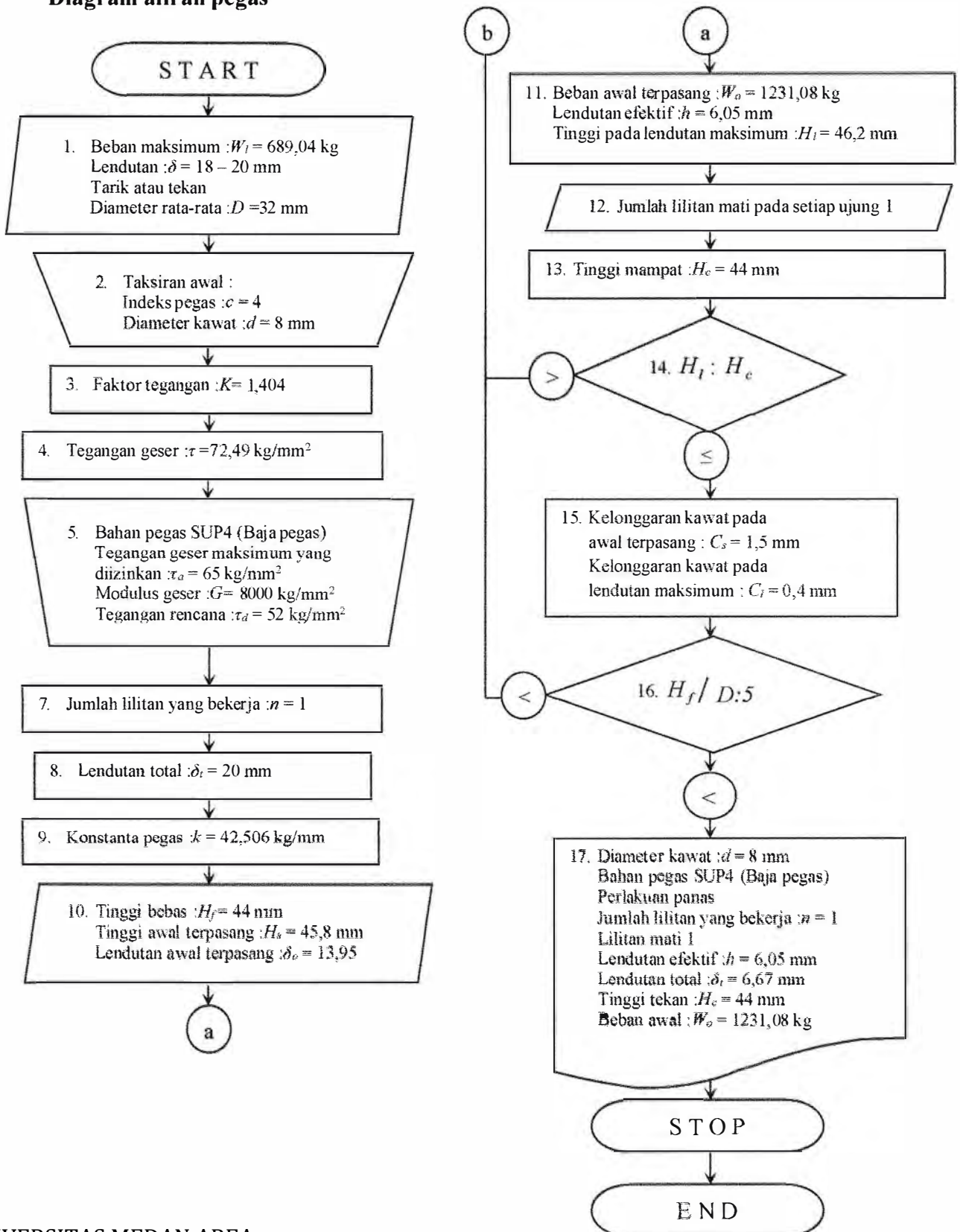
Lendutan efektif  $h = 6,05 \text{ mm}$

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

Tinggi tekan  $H_c = 44 \text{ mm}$

Beban awal terpasang  $W_o = 1231,08 \text{ kg}$

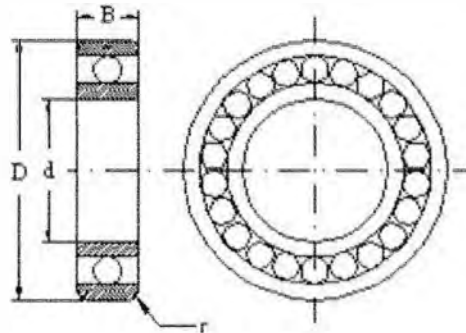
### Diagram aliran pegas



Gambar 3.8. Diagram alir 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 3.9. Bantalan gelinding

Momen yang ditransmisikan dari poros  $T = 11024,706 \text{ kg} \cdot \text{mm}$  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 $C_0$ (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



Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya ( $d_s$ ) sebesar (31,5 mm). Berdasarkan dari tabel 3.10 di atas maka ukuran - ukuran dari bantalan dapat ditentukan sebagai berikut :

$$D = 55 + \left[ \frac{31,5 - 30}{35 - 30} \cdot (62 - 55) \right]$$

$$D = 57,1 \text{ mm}$$

$$B = 13 + \left[ \frac{31,5 - 30}{35 - 30} \cdot (14 - 13) \right]$$

$$B = 14,5 \text{ mm}$$

$$r = 1,5 + \left[ \frac{31,5 - 30}{35 - 30} \cdot (1,5 - 1,5) \right]$$

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

Kapasitas nominal dinamis spesifik  $C$  :

$$C = 1030 + \left[ \frac{31,5 - 30}{35 - 30} \cdot (1250 - 1030) \right]$$

$$C = 1096 \text{ kg}$$

Kapasitas nominal statis spesifik  $C_o$  :

$$C_o = 740 + \left[ \frac{31,5 - 30}{35 - 30} \cdot (915 - 740) \right]$$

$$C_o = 792,5 \text{ kg}$$

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

**Tabel 3.11. Faktor - faktor V, X, Y dan X<sub>0</sub>, Y<sub>0</sub>**

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pd cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r \leq e$	$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r > e$		
		V	X	Y	X	Y	X	Y	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>		
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	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	0,42	1	0,84
	$= 25^\circ$			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68		0,38		
	$= 30^\circ$			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80		0,33		
	$= 35^\circ$			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95		0,29		
	$= 40^\circ$			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14		0,26		

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

Beban aksial bantalan  $F_a$  :

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

$$= 792,5 \cdot 0,014 = 11,095 \text{ kg}$$

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 :

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

$$= \frac{11,095}{1 \cdot 0,19} = 58,39 \text{ kg}$$

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 3.12 di atas

maka :

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \cdot 58,39 + 2,30 \cdot 11,095 \\ &= 58,22 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

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

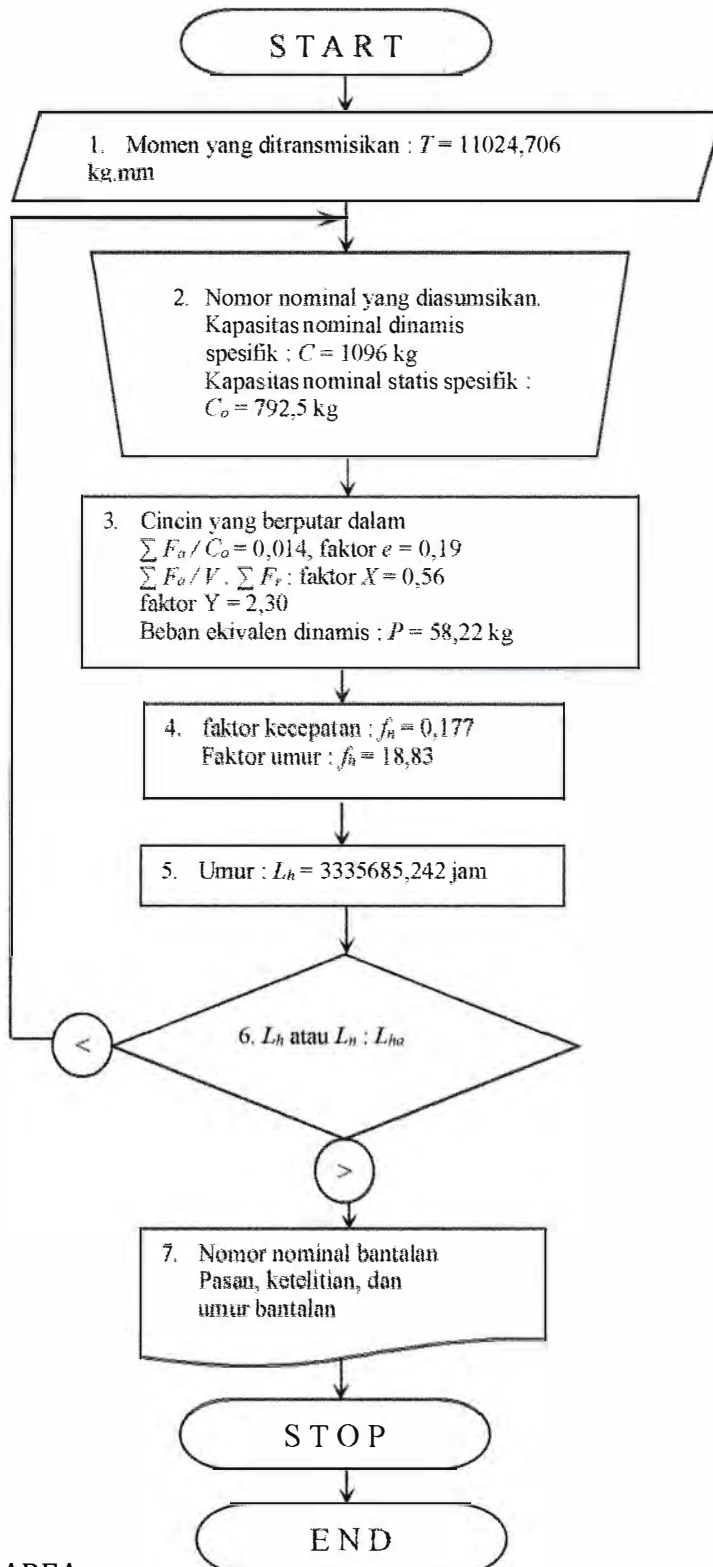
Faktor umur bantalan  $f_h$  :

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \cdot \frac{C}{P} \\ &= 0,177 \cdot \frac{1096}{58,22} = 18,83 \end{aligned}$$

Umur nominal dari bantalan  $L_h$  :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot (f_h)^3 \\ &= 500 \cdot (18,83)^3 = 3335685,242 \text{ jam} \end{aligned}$$

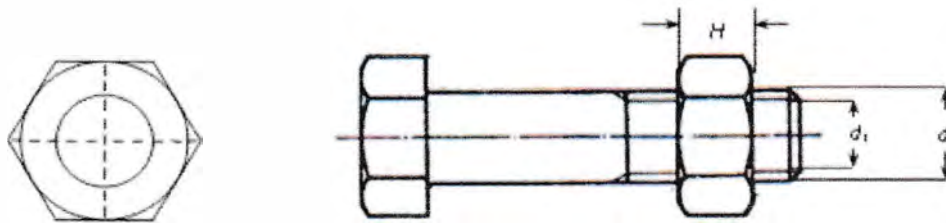
### Diagram aliran bantalan gelinding



Gambar 3.10. Diagram alir bantalan

### 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, pengikat poros penggerak, pengikat penutup kopling. 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 3.11. Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 58,22 \text{ kg}$$

$$\text{Faktor koreksi (fc)} = 1,05$$

Maka beban rencana  $W_d$  :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,05 \cdot 58,22$$

$$= 61,13 \text{ kg}$$

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

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

$$\text{Faktor keamanan} \quad : \quad S_f = 7 \text{ dengan tegangan yang di izinkan}$$

$$\sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2 \text{ (difinis tinggi)}$$



Diameter inti yang diperlukan

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 61,13}{3,14 \cdot 6}} = 4,1 \text{ mm}$$

**Tabel 3.12. Ukuran standar ulir kasar metris**

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

Dipilih ulir metris kasar diameter inti  $d_1 = 4,917 \text{ mm} > 4,1 \text{ mm}$  dari tabel 3.12 di atas.

Maka pemilihan ulir standar ulir luar

diameter luar	$d = 6 \text{ mm}$
diameter inti	$d_1 = 4,917 \text{ mm}$
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

$$z \geq \frac{W_d}{\pi \cdot D_2 \cdot H \cdot q_a}$$
$$z \geq \frac{61,13}{3,14 \cdot 5,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$
$$z \geq 3,1 \rightarrow 3$$

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

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

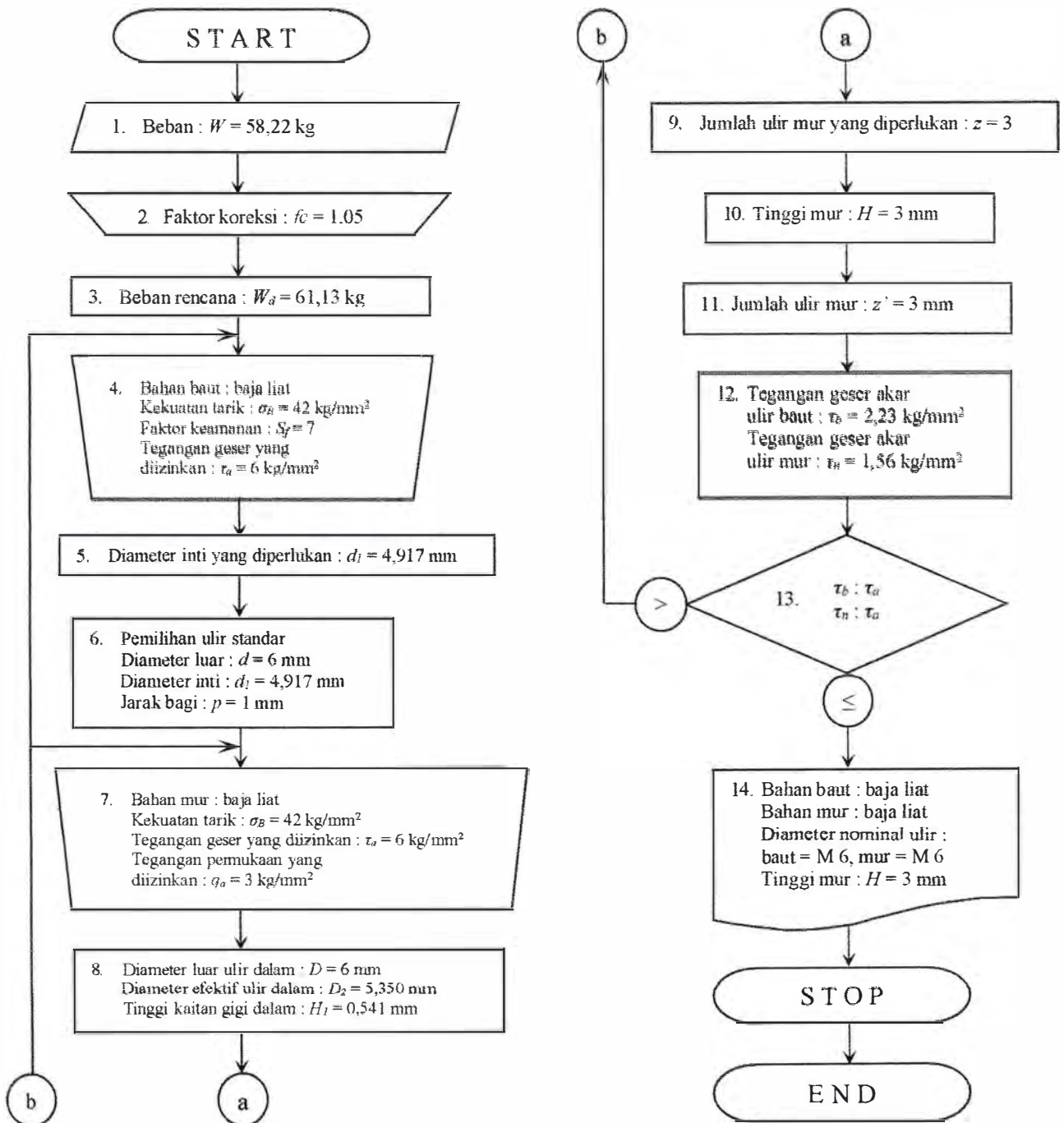
$$\tau_b = \frac{58,22}{3,14 \cdot 4,917 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 3} = 2,23 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir mur

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

$$\tau_n = \frac{83,33}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 3} = 1,96 \text{ kg/mm}^2$$

### Diagram aliran baut dan mur

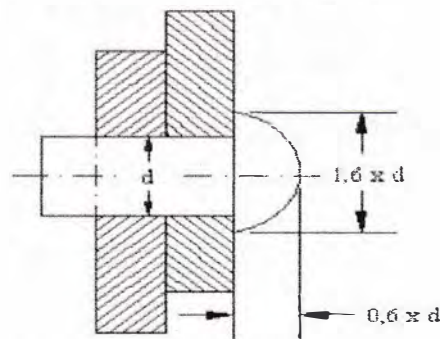


Gambar 3.12. Diagram alir baut dan mur

### 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 3.13. Paku Keling

Jumlah paku keling dalam perencanaan ini sebanyak 24 buah.

Diameter paku keling  $d = (2,3 - 6)$  mm, diambil 5 mm.

Diameter kepala paku keling :

$$D = 1,6 \cdot d$$

dimana :  $D$  = diameter kepala paku keling (mm)

$d$  = diameter paku keling (mm)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

maka :  $D = 1,6 \cdot 5 = 8 \text{ mm}$

Lebar kepala paku keling :

$$K = 0,6 \cdot d$$

dimana :  $K$  = lebar kepala paku keling (mm)

$d$  = diameter paku keling (mm)

maka :  $K = 0,6 \cdot 5 = 3 \text{ mm}$

Panjang batang yang akan dikeling :

$$p = 1,5 \cdot d$$

dimana :  $p$  = panjang batang yang akan dikeling (mm)

$d$  = diameter paku keling (mm)

maka :  $p = 1,5 \cdot 5 = 7,5 = 8 \text{ mm}$

Karena paku keling terletak di tengah-tengah kopling 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 :

$$\begin{aligned} rm &= \frac{292,8 + 366}{4} \\ &= 164,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada paku keling :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

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



dimana :

$F$  = gaya yang bekerja pada paku keling (kg)

$T$  = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 13601,91 kg.mm

$rm$  = jarak antara paku keling (mm)

maka :

$$F = \frac{11024,706}{164,7}$$
$$= 66,94 \text{ kg}$$

Jadi seluruh paku keling mengalami gaya  $F = 66,94 \text{ kg}$

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 :

$$F' = \frac{66,94}{24} = 3,44 \text{ kg}$$

Jadi setiap paku keling menerima gaya  $F' = 3,44 \text{ kg}$

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

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

Tegangan izin paku keling

$$\sigma_t = \frac{\sigma_b}{v}$$

$$\text{UNIVERSITAS MEDAN AREA} = \frac{37}{9} = 4,11 \text{ kg/mm}^2$$

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 :

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{F'}{A} \\ &= \frac{7,14}{19,625} = 0,36 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

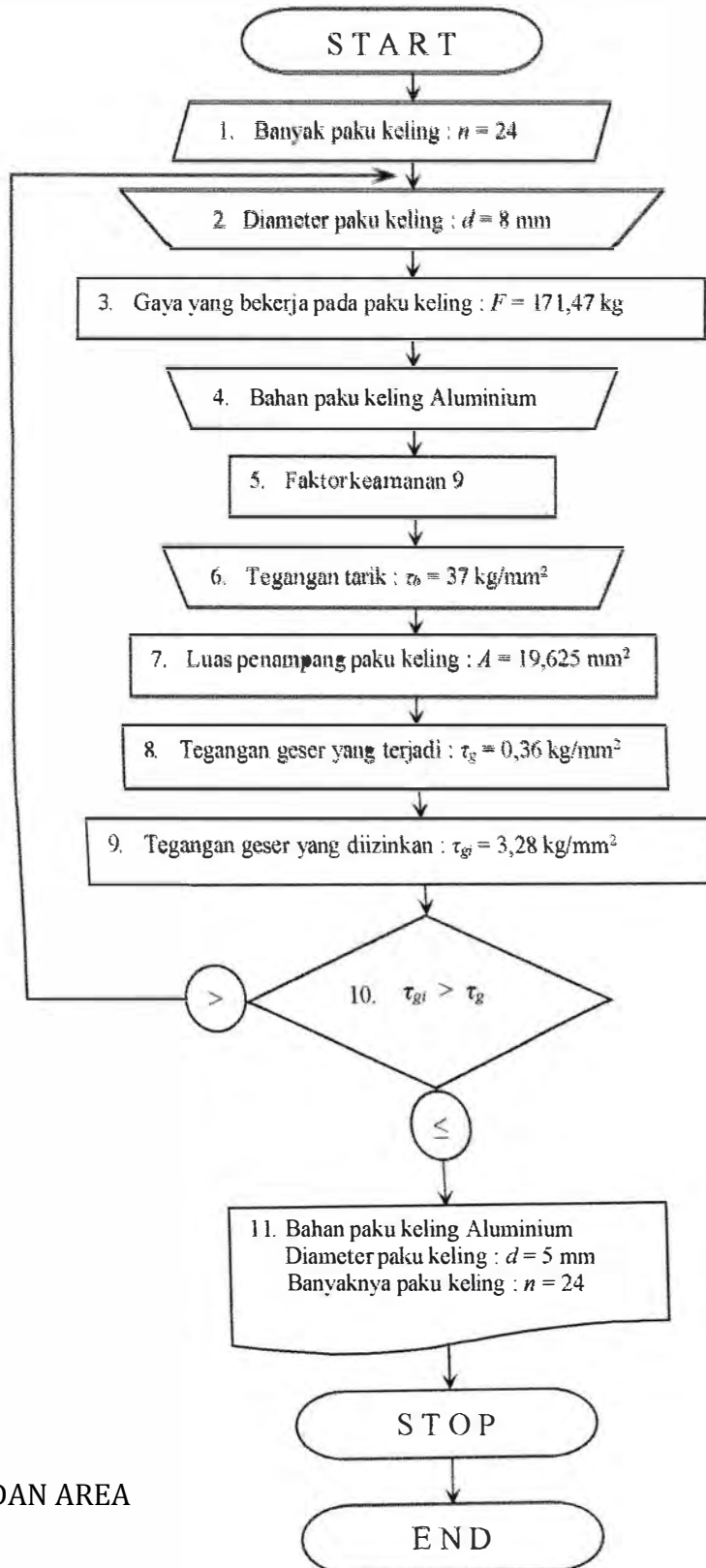
Tegangan geser yang diizinkan :

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

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

$$\begin{aligned} \tau_{gi} &> \tau_g \\ 3,28 &> 0,36 \end{aligned}$$

### Diagram aliran paku keling



Gambar 3.14. diagram alir paku keling

## **BAB 4**

### **PERAWATAN ( KOPLING)**

Hal – hal Penyebab kopling rusak,yaitu :

1. Melepas dan Menginjak Kopling Dengan Kasar
2. Pedal Kopling Diinjak Setengah-setengah
3. Menggantungkan pedal kopling
4. Kaki Diletakkan Diatas Pedal Kopling

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

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

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

## BAB 5

### KESIMPULAN

Dan dari hasil perhitungan rancangan Kopling untuk Daihatsu Sigra diperoleh data sebagai berikut :

#### 1. Perhitungan Poros

Momen Torsi ( T )	=	11024 kg.mm
Bahan Poros	=	S35C-D
Diameter Poros	=	31,5 mm

#### 2. Perhitungan Spline Dan Naaf

Bahan spline dan naaf	=	S35C-D
Lebar spline ( b )	=	7 mm
Jumlah spline dan naaf ( i )	=	8 buah
Diameter luar spline ( D )	=	40 mm
Jari - jari spline dan naaf ( Rm )	=	17.875 mm
Tinggi spline dan naaf ( H )	=	4.25 mm
Panjang spline dan naaf ( L )	=	47.25 mm
Gaya bekerja pada spline dan naaf	=	616.77 kg

#### 3. Perhitungan Plat gesek

Diameter dalam ( D <sub>1</sub> )	=	214 mm
Diameter luar ( D <sub>2</sub> )	=	268 mm
Momen start ( T <sub>a</sub> )	=	11,024706 kg.m
Volume keausan izin ( L <sup>3</sup> )	=	91 cm <sup>3</sup>

#### 4. Perhitungan Pegas

Bahan pegas	=	<b>SUP 4</b> ( Baja pegas )
Beban maksimum ( $W_1$ )	=	689,04 kg
Diameter pegas ( $d$ )	=	8 mm
Diameter rata - rata pegas ( $D$ )	=	32 mm
Tinggi beban ( $H_f$ )	=	44 mm

#### 5. Perhitungan Bantalan

Diameter bantalan ( $D$ )	=	57,1 mm
Lebar bantalan ( $B$ )	=	14,5 mm
Beban ekuivalen dinamis bantalan ( $P$ )	=	58,22 kg
Umur nominal bantalan ( $L_h$ )	=	3335685,242 jam

#### 6. Perhitungan Baut dan Mur

Diameter luar ( $D$ )	=	6 mm
Diameter efektif ( $D_2$ )	=	5,350 mm
Diameter dalam ( $D_1$ )	=	4,917 mm
Diameter inti ( $d_1$ )	=	4,917 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 <sup>2</sup>



## DAFTAR PUSTAKA

G. Takeshi Sato dan N Sugiarto H; Menggambar Mesin menurut Standart ISO, Pradnya Paramita, Jakarta, 1992.

Ir. Jack Stolk dan Ir. C. Kros, 1993, Elemen Mesin ( Elemen Kostruksi Bangunan Mesin ), PENERBIT Erlangga, Jakarta Pusat.

Ir. Sularso, MSME dan Kyokatsu Suga, 1983, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.

Niemann, H. Winter. 1992; Elemen Mesin Jilid 2. erlangga, Jakarta