

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN I
KOPLING HONDA MOBILIO

Daya (P) : 88 Ps

Putaran (n): 6600 rpm

Disusun oleh :

ANDRE RICARDO SIJABAT

NPM : 168130094



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2020

LEMBAR PENGESAHAN

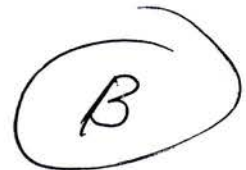
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN I KOPLING HONDA MOBILIO

Daya (P) : 88 Ps

Putaran (n): 6600 rpm

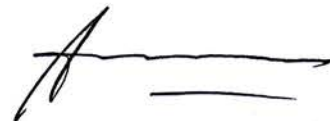
Disusun Oleh :

ANDRE RICARDO SIJABAT
NPM : 168130094



Diketahui Oleh :
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Disetujui Oleh :
Dosen Pembimbing



(MUHAMMAD IDRIS, ST,MT)

(Ir. H. AMRU SIREGAR, MT)

LEMBAR ASISTENSI

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN I (KOPLING HONDA MOBILIO)

NO	HARI/TANGGAL	URAIAN	PARAF
1	17/06-2019	Klasifikasi kopling dan jenis jenisnya	
2	21/08-2019	lanjut bimbingan bab 1	
3	26/08-2019	lanjut bimbingan bab II	
4	11/11-2019	Analisa lanjutan	
5	22/11-2019	lanjut ke bab III	
6	12/12-2019	Pemeriksaan Gambar teknik	
7	18/08-2020	Buat kesimpulan dan cara	
8	10/09-2020	Bimbingan Akhir dan Acc	

Medan,

Dosen Pembimbing

(Ir. H. AMRU SIREGAR, MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

TUGAS RANCANGAN : I

Agenda :/FTM/TR I/2019

Nama : ANDRE RICARDO SIJABAT

NIM : 168130094

Spesifikasi Tugas : Rancangan Kopling gesek untuk kendaraan roda empat sebagai bahan pembanding dengan data-data teknis sebagai berikut:

Daya (P) = 88 Ps

Putaran (N) = 6600 rpm

– Perencanaan Meliputi

- Pertimbangan ukuran-ukuran utama
- Gambar Teknik

Diberikan Tanggal : 17/06/2019

Selesai Tanggal : 17/08/2019

Medan, 17/06/2019

Disetujui oleh

Ka. Program Studi

Dosen Pembimbing

Koordinator

(MUHAMMAD IDRIS, ST, MT) (Ir. H. AMRU SIREGAR, MT) (Ir. H. AMRU SIREGAR, MT)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadiran Tuhan YME, karena dengan rahmatnya dan hidayahnya maka penulis dapat menyelesaikan “ Tugas Rancangan Elemen Mesin” ini, yang mana sudah menjadi kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap Mahasiswa Universitas Medan Area Jurusan Teknik Mesin untuk merancang sebuah Kopling. Dalam tugas Perancangan Kopling ini, penulis merancang Kopling jenis kendaraan HONDA MOBILIO dengan Daya : 88 Ps dan Putaran : 6600 rpm.

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

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

Akhirnya penulis mengucapkan banyak terimakasih kepada Bapak Ir. H. AMRU SIREGAR, MT. sebagai Dosen pembimbing dan rekan-rekan Mahasiswa yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas ini. penulis berharap tugas ini dapat bermanfaat bagi penulis pribadi khususnya dan bagi pihak yang membutuhkan.

Medan, 26 Januari 2020

ANDRE RICARDO SIJABAT
NPM : 168130094

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
LEMBAR ASISTENSI	ii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	v
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Perencanaan	1
1.2. Tujuan Perencanaan	1
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Klasifikasi Kopling	3
2.2. Macam-macam Kopling	4
GAMBAR TEKNIK	
BAB III PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA KOPLING	11
3.1. Poros	11
3.2. Spline dan Naaf	18
3.3. Plat Gesek	23
3.4. Pegas	31
3.5. Bantalan	37
3.6. Baut dan Mur	41
3.7. Paku Keling	46
BAB IV KESIMPULAN	51
DAFTAR PUSTAKA	52

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Perencanaan

Pada pergerakan mesin diperlukan suatu komponen yang bisa memutuskan dan menghubungkan daya dan putaran. Komponen ini adalah kopling. Kopling (*cluth*) adalah suatu komponen mesin yang berfungsi sebagai penerus dan pemutus putaran daya dari poros penggerak ke poros. Dalam hal ini diusahakan supaya tidak terjadi slip yang dapat merugikan atau mengurangi efisiensi suatu mesin.

Dalam rangka mengimbangi perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi yang sedemikian cepat. Maka, setiap mahasiswa teknik mesin harus mengetahui dan memahami proses perencanaan, pembuatan, pemasangan dan pemeliharaan sistem itu sendiri. Walaupun lebih ditekankan pada proses perencanaannya.

Sesuai dengan tujuan seperti tersebut diatas, maka setiap mahasiswa prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area diberikan tugas perencanaan ulang sistem kopling dari suatu peralatan atau mesin yang merupakan syarat untuk mengikuti tugas akhir.

1.2. Tujuan Perencanaan

Tujuan perencanaan kopling antara lain adalah :

1. Untuk merancang sebuah kopling yang digunakan untuk memutuskan dan menghubungkan putaran daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan.
2. Untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada kopling.
3. Agar dapat memilih / mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan sebuah kopling.
4. Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada sistem kopling.

1.3. Batasan Masalah

Dalam perencanaan Tugas Rancangan Elemen Mesin ini penulis membatasi masalah hanya pada perencanaan Kopling untuk mobil HONDA MOBILIO dengan spesifikasi :

Daya = 88 Ps

Putaran = 6600 rpm

1.4. Sistematika Penulisan

Menguraikan tentang latar belakang, tujuan, perencanaan, batasan masalah, sistematika penulisan (BAB 1), Uraian tentang defenisi Kopling, klasifikasi Kopling dan pembahasan Kopling (BAB 2), Uraian tentang perhitungan-perhitungan utama untuk Kopling (BAB 3) meliputi :

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

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Sesuai dengan fungsinya kopling adalah suatu elemen mesin yang digunakan sebagai penerus daya dan putaran dari poros penggerak ke poros.

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.

2.1. 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.

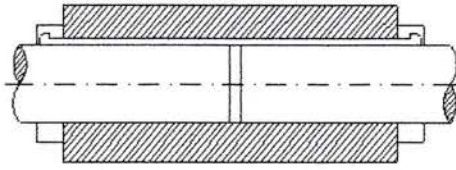
2.2. Macam-macam Kopling

a. *Kopling Kaku*

Kopling kaku dipergunakan bila kedua poros harus dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini tidak mengizinkan ketidak lurusan kedua sumbu poros serta tidak dapat mengurangi tumbukan dan getaran pada transmisi. Kopling ini umum dipergunakan pada poros mesin dan transmisi dipabrik - pabrik. Kopling kaku ini terbagi atas tiga jenis yaitu :

- **Kopling Bus**

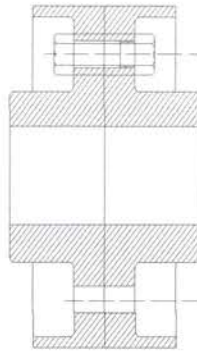
Kopling ini bekerja dengan menghubungkan poros penggerak dan poros yang digerakkan dengan satu lubang pengikat dan pada poros tidak terjadi gerakan atau poros dapat berputar dengan baik tanpa terjadi kejutan pada putaran awal.



Gambar. 2.1. Kopling Bus

- Kopling Flens Kaku

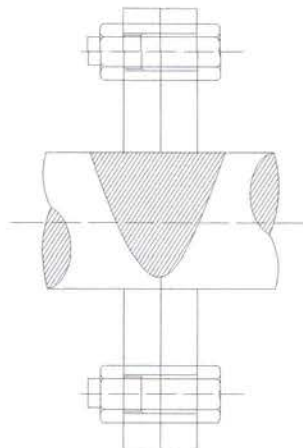
Kopling ini diikat oleh beberapa buah baut dan di baut pengepas pada sisi yang berhimpit yang gunanya untuk mengurangi besar badan gesek pada baut pengikat.



Gambar. 2.2. Kopling Flens Kaku

- Kopling Flens Tempa

Kopling ini ditempa sesuai bentuk yang diinginkan. Porosnya menyatu dengan kopling dan diikat dengan beberapa baut. Pada ujung kopling yang berhimpit dibuat pengepas yang gunanya untuk mengurangi beban pada baut.



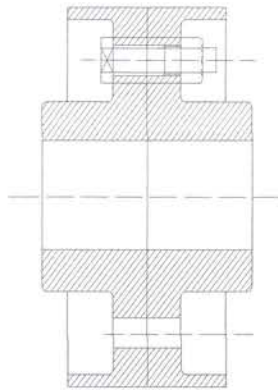
Gambar. 2.3. Kopling Flens Tempa

b. *Kopling Luwes*

Kopling luwes dipergunakan bila kedua poros yang dihubungkannya tidak benar-benar lurus dan dapat bekerja dengan baik. Kopling ini mengizinkan ketidaklurusan kedua sumbu poros serta dapat meredam tumbukan dan getaran yang terjadi pada transmisi. Kopling luwes ini terbagi atas lima jenis yaitu :

- *Kopling Flens Luwes*

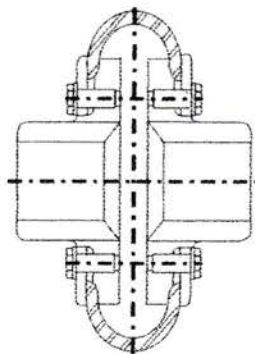
Bentuknya sama dengan kopling kaku, tetapi pada sisinya yang berimpit tidak dibuat pengepas karena pada baut pengikat dipasang bos karet yang juga berguna untuk mengurangi beban kejut.



Gambar. 2.4. Kopling Flens Luwes

- *Kopling Karet Ban*

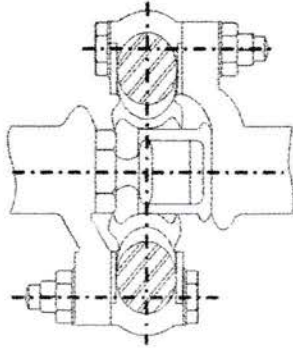
Bentuk koplingnya sangat sederhana, sehingga penghubung digunakan karet ban. Kopling ini dapat bekerja dengan baik meskipun kedua sumbu poros yang dihubungkannya tidak benar-benar lurus. Kopling ini juga dapat meredam tumbukan dan getaran pada transmisi.



Gambar. 2.5. Kopling Karet Ban

- Kopleng Karet Bintang

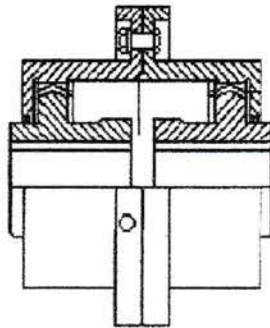
Prinsipnya sama dengan kopleng karet ban, hanya bentuk karetnya bulat sehingga beban kejut dapat diredam sekecil mungkin.



Gambar. 2.6. Kopleng Karet Bintang

- Kopleng Gigi

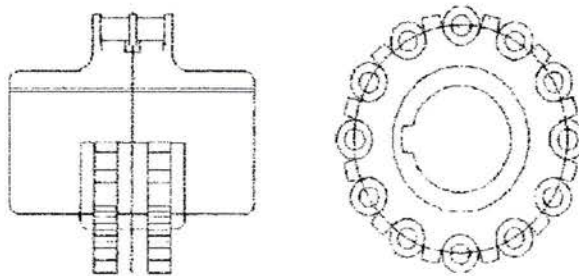
Dengan kopleng ini sebagai penghubung dipakai roda gigi dan untuk mengurangi gesekan dipakai pelumas, antara masing-masing poros diikat dengan satu rumah pengikat, porosnya juga dilengkapi dengan roda gigi.



Gambar. 2.7. Kopleng Gigi

- **Kopling Rantai**

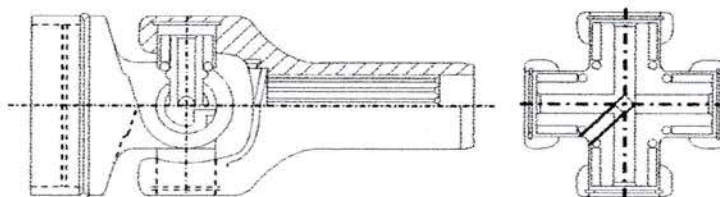
Pada kopling ini diantara poros penggerak dengan poros yang digerakkan diikat oleh rantai, yang mana rantai tersebut dipasang pada masing-masing poros.



Gambar. 2.8. Kopling Rantai

c. **Kopling Universal**

Kopling universal dipergunakan bila kedua poros akan membentuk sudut yang cukup besar. Kopling ini dihubungkan dengan sebuah silang yang berfungsi untuk memutuskan putaran dengan membentuk sudut yang diinginkan atau sumbu poros tidak lurus.

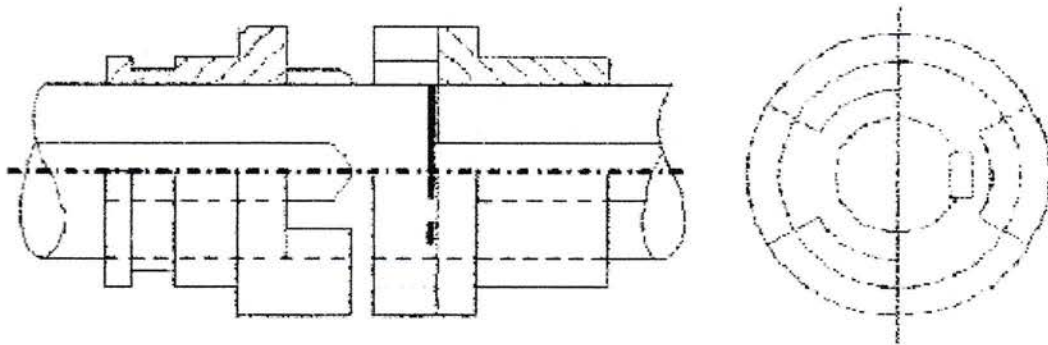


Gambar. 2.9. Kopling Universal

d. **Kopling Cakar**

Konstruksi kopling ini adalah yang paling sederhana diantara kopling tidak tetap lainnya. 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. Dengan demikian tidak dapat sepenuhnya berfungsi sebagai kopling tidak tetap yang

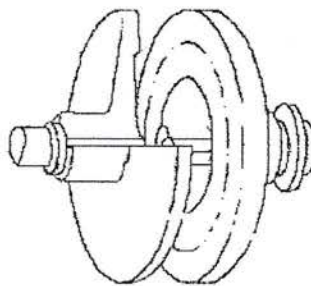
sebenarnya. Sebaliknya kopling cakar spiral dapat dihubungkan dalam keadaan berputar, tetapi hanya baik untuk satu arah putaran saja.



Gambar. 2.10. Kopling Cakar

e. *Kopling Plat*

Kopling plat merupakan kopling yang menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang diantara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut sehingga terjadi penerusan daya melalui gesekan antara sesamanya. Kontruksi kopling ini sangat sederhana dan dapat dihubungkan dan dilepaskan dalam keadan berputar.

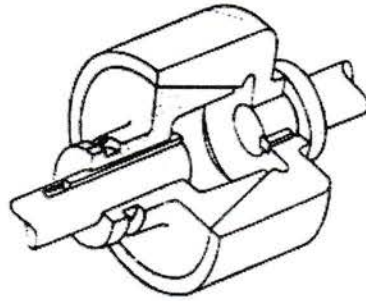


Gambar. 2.11. Kopling Plat

f. *Kopling Kerucut*

Kopling kerucut merupakan kopling gesek dengan kontruksi sedehana dan mempunyai keuntungan dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat ditransmisikan momen yang besar. Tetapi daya yang diteruskan tidak seragam.

Meskipun demikian, dalam keadaan dimana bentuk plat tidak dikehendaki dan ada kemungkinan terkena minyak, kopling kerucut sering lebih menguntungkan.

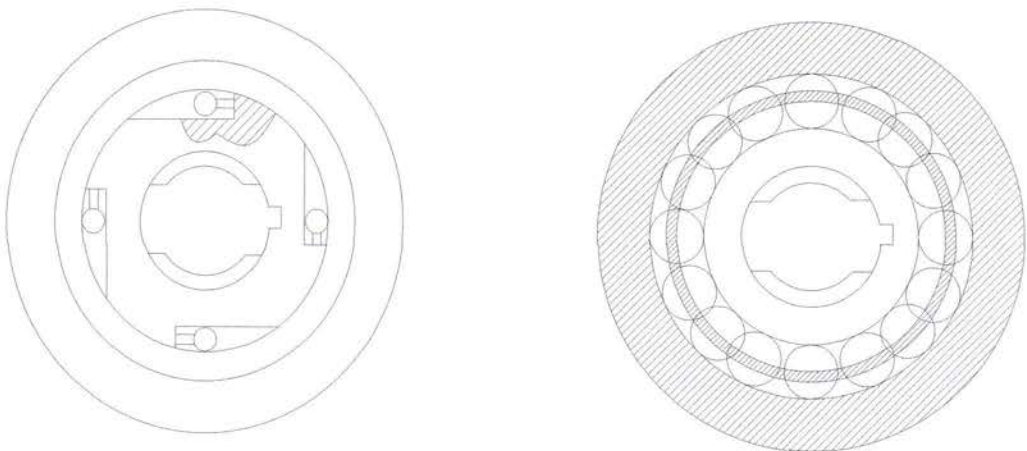


Gambar. 2.12. Kopling Kerucut

g. *Kopling Friwil*

Kopling friwil adalah kopling yang dapat lepas dengan sendirinya bila poros penggerak mulai berputar lebih lambat atau dalam arah berlawanan dari poros yang digerakkan. Bola - bola atau rol - rol dipasang dalam ruangan yang bentuknya sedemikian rupa hingga jika poros penggerak (bagian dalam) berputar searah jarum jam, maka gesekan yang timbul akan menyebabkan rol atau bola terjepit diantara poros penggerak dan cincin luar, sehingga cincin luar bersama poros yang digerakkan akan berputar meneruskan daya.

Jika poros penggerak berputar berlawanan arah jarum jam, atau jika poros yang digerakkan berputar lebih cepat dari poros penggerak, maka bola atau rol akan lepas dari jepitan hingga terjadi penerusan momen lagi. Kopling ini sangat banyak gunanya dalam otomatisasi mekanis.



Gambar. 2.13. Kopling Friwil

BAB III

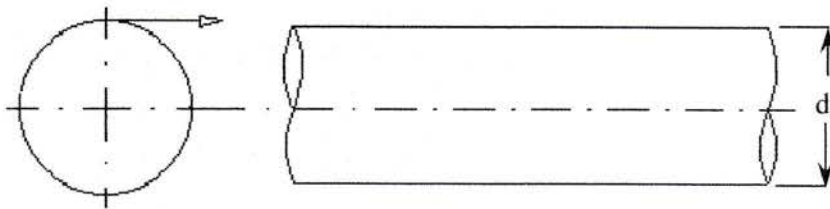
PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA KOPLING

3.1. Poros

Poros adalah salah satu bagian yang terpenting dalam konstruksi roda gigi, sangat pentingnya poros dan roda gigi mempunyai fungsi yang sama, poros dan roda gigi berfungsi sebagai penerus daya dan putaran, poros dan roda gigi dapat direncanakan sesuai dengan perencanaan seperti dibawah ini.

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

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



Gambar. 3.1. Poros

3.1.1. Perhitungan poros

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (P) sebesar 88 Ps dan Putaran (n) sebesar 6600 rpm. Jika daya di berikan dalam daya kuda (Ps) maka harus dikalikan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam (kW).

$$\text{Daya (P)} = 88 \text{ Ps}$$

$$\text{Putaran (n)} = 6600 \text{ rpm}$$

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 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 :

$$\begin{aligned} Pd &= fc \cdot P \\ &= 1,0 \cdot 64,68 \text{ kw} \\ &= 64,68 \text{ kW} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7}) \\ T &= 9,74 \times 10^5 \frac{64,68}{6600} \\ &= 9,545,2 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Tabel 3.2. Standart bahan poros

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

Sumber : lit. 1 hal 3, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

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

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 :

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

dimana :

d_s = diameter poros (mm)

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

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

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

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

maka :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{3,47} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 10499,72 \right]^{1/3}$$

= 32,52 mm = 32 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.

Anggaplah diameter bagian dalam yang menjadi tempat bantalan adalah 40 (mm)

Jari-jari filet : $(D - d_s) / 2$
 $(40 - 32) / 2 \text{ mm}$

$$b = \frac{d_s}{4} = \frac{32}{4} = 8 \quad ; \quad t = \frac{d_s}{8} = \frac{32}{8} = 4$$

Alur pasak $10 \times 5 \times \text{filet } 0,6$

Konsentrasi tegangan pada poros bertangga β

$$1/32 = 0,031, 40/32 = 1,25 \quad \beta = 1,27 \dots \dots \dots (\text{dari diagram R.E. Peterson})$$

Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak α

$$0,6/32 = 0,018, \quad \alpha = 3,0 \dots \dots \dots (\text{dari diagram R.E. Peterson}), \quad \alpha > \beta$$

Pada diameter poros di atas 32 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/mm²)
- T = momen *torsi* rencana (kg.mm)
- d_s = diameter poros (mm)

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 10499,72}{32^3} \\ &= \frac{53548,572}{32768} \\ &= 1,634 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu : $1,88 < 3,47 \text{ kg/mm}^2$ (aman).

dapat dibuktikan bahwa poros tersebut layak digunakan

$$\frac{\tau_a \cdot sf_2}{\beta} > C_b K_t \tau$$

$$\frac{3,47 \cdot 2,5}{1,27} > 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,88$$

$$6,831 > 3,384$$

$$d_s = 32 \text{ mm}$$

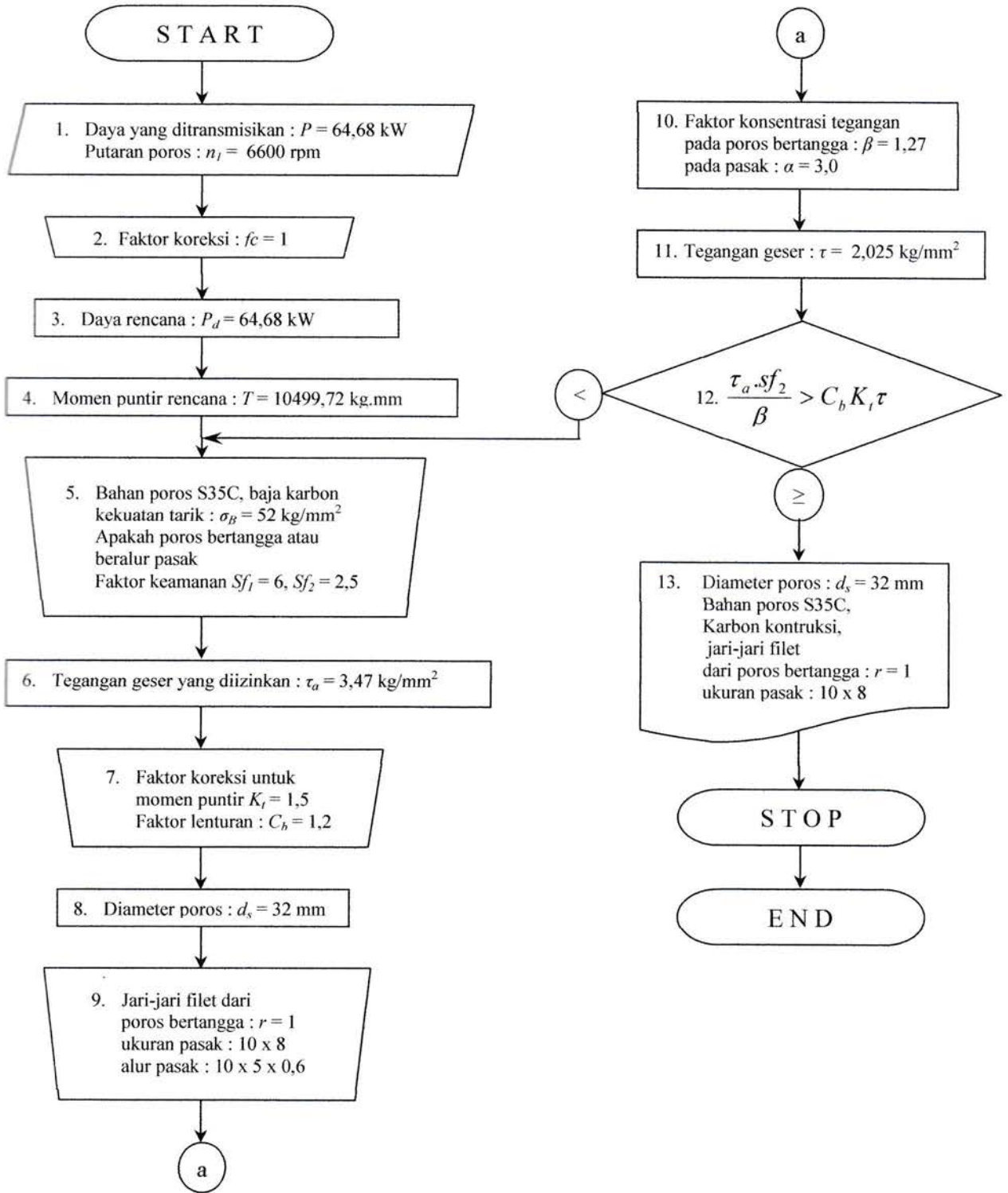
S35C

Diameter poros : $\phi 32 \times \phi 40$ Jari-jari filet 1 mm

Pasak : 10×8

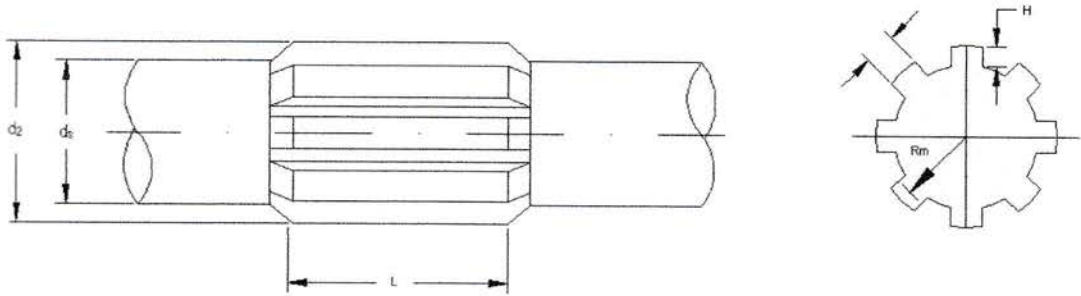
Alur pasak : $10 \times 5 \times 0,6$

Diagram aliran poros



3.2. Spline dan Naaf

Spline adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian roda gigi sebagai penerus momen torsi dari kopling ke poros kemudian ke roda gigi dan Naaf adalah pasangan dari spline. Hubungan antara roda gigi maju dan mundur pada waktu perpindahan kecepatan.



Gambar. 3.2. Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (32 mm) bahan yang digunakan yaitu S35C dengan kekuatan tarik 52 kg/mm^2 , untuk spline dan naaf 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 $d_s = 32 \text{ mm}$)

Dimana :

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

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

$$d_2 = \frac{32}{0,81}$$

$$= 39,50 \text{ mm} = 42 \text{ mm}$$

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

$$\text{Jumlah (i)} = 8 \text{ buah}$$

$$\text{Lebar (b)} = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar (} d_2 \text{)} = 48 \text{ mm}$$

3.2.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\begin{aligned} \text{Tinggi (H)} &= \frac{d_2 - d_s}{2} \\ &= \frac{42 - 32}{2} = 5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Panjang (L)} &= 1,5 \cdot d_s \\ &= 1,5 \cdot 32 = 48 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jari-jari (Rm)} &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{42 + 32}{4} = 18,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jarak antara spline (w)} &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 42 \text{ mm} = 21 \text{ mm} \end{aligned}$$

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 13016,18
kg.mm

Rm = jari-jari spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{10499,72}{18,5} \\ &= 567,55 \text{ kg} \end{aligned}$$

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 :

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{567,55}{8 \cdot 21 \cdot 48} \\ &= 0,070 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} P &= \frac{F}{i \cdot H \cdot L} \\ &= \frac{567,55}{8 \cdot 5 \cdot 48} \\ &= 0,296 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

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.

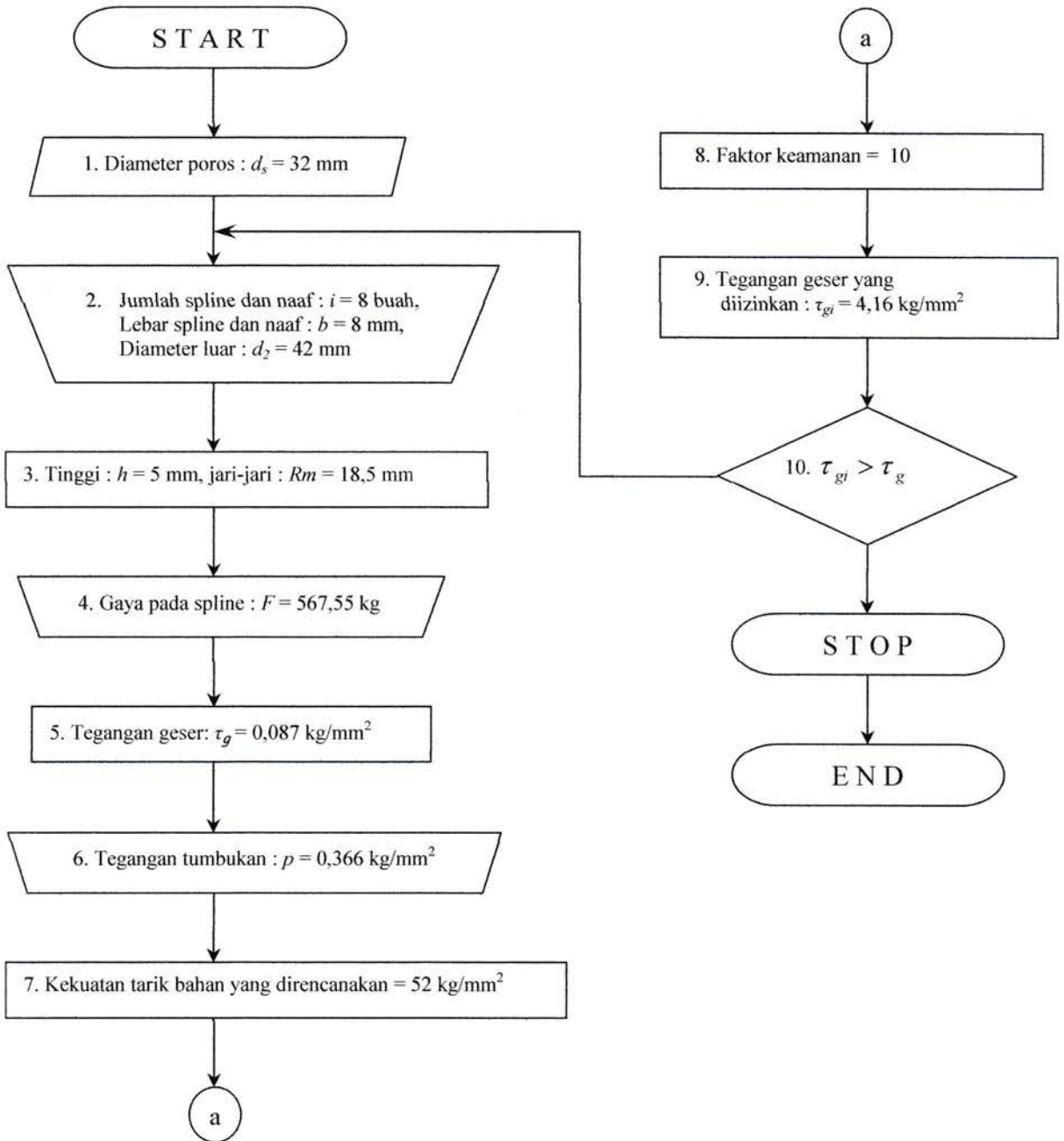
dimana dapat dibuktikan :

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

$$4,16 \geq 0,087$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan

Diagram aliran spline dan naaf

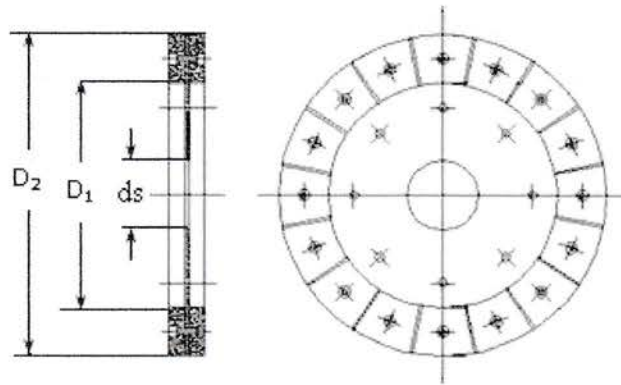


3.3. Plat Gesek

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. Kopling plat

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

3.3.1. Perhitungan Plat Gesek

Diketahui :

$$P = 88 \text{ Ps}$$
$$n = 6600 \text{ rpm}$$
$$d_s = 32 \text{ mm (diameter poros)}$$

Daya yang ditransmisikan Pd :

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

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

Maka :

$$P = Pd \cdot 0,735$$
$$= 88,0,735$$
$$= 64,68 \text{ kW}$$

Putaran poros $n_1 = 6600 \text{ rpm}$

Faktor koreksi (fc) = 1,0

Daya rencana Pd :

$$Pd = fc \cdot P$$
$$= 1,0 \cdot 64,68$$
$$= 64,68 \text{ kW}$$

Momen puntir rencana T :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}$$
$$= 9,74 \times 10^5 \frac{64,68}{6000}$$
$$= 9,545,2 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Diameter dalam kopling :

$$D_1 = 1,2 \cdot d_s + 10 = 1,2 \cdot 32 + 10 = 48,40 \text{ mm}$$

Diameter luar kopling bidang gesek :

$$D_2 = 2 \cdot d_s + 25 = 2 \cdot 32 + 25 = 89,00 \text{ mm}$$

Jari - jari rata - rata :

$$rm = (D_1 + D_2) / 4 = (48,40 + 89,00) / 4 = 34,35 \text{ mm}$$

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 :

$$\begin{aligned} F &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \cdot P_a \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 62}) \\ &= \frac{3,14}{4} (89,00^2 - 48,40^2) \cdot 0,02 \\ &= 88,18 \text{ kg} \end{aligned}$$

Momen gesekan T_g :

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

maka :

$$\begin{aligned} T_g &= \mu \cdot F \cdot rm \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 62}) \\ &= 0,4 \cdot 88,18 \cdot 34,35 \\ &= 1211,59 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Tabel 3.6. Momen puntir gesek statis kopling plat tunggal kering

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

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

GD² pada sisi rotor diambil berdasarkan diameter lubang = 38 dari tabel di atas.

maka :

$$\begin{aligned}
 GD^2 &= 0,0882 + \left[\frac{38 - 20}{40 - 20} \cdot (0,2192 - 0,0882) \right] \\
 &= 0,0882 + [0,9 \cdot 0,131] \\
 &= 0,2061 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Putaran relatif $n_r = 6600 \text{ rpm}$

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

Faltor keamanan kopling $f = 2,1$

Momen start :

$$T_{l1} = T = 13016,18 \text{ kg} \cdot \text{mm} = 13,01618 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{GD^2 \cdot n_r}{375 \cdot t_e} + T_{l1} \dots \dots \dots \text{ (Lit 1, hal 67)}$$

dimana :

$$T_a = \text{momen start (kg.m)}$$

$$GD^2 = \text{efek total roda gaya terhadap poros kopling (kg.m}^2\text{)}$$

$$n_r = \text{kecepatan putaran relatif (rpm)}$$

$$t_e = \text{waktu penghubungan rencana (s)}$$

$$T_{l1} = \text{momen beban pada saat start (kg.m)}$$

maka :

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{0,2061 \cdot 6000}{375 \cdot 0,3} + 13,01618 \\ &= 16,316 \text{ kg} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Berdasarkan diameter lubang = 38 dari tabel 3.6. maka :

Nomor tipe kopling 38, Momen gesekan statis $T_{so} = 38 \text{ kg.m}$, Momen gesekan dinamis berdasarkan $T_{do} = 28,6 \text{ kg.m}$

Kerja penghubungan pada kopling :

$$E = \frac{GD^2 \cdot n_r}{7160} \cdot \frac{T_{do}}{T_{do} - T_{l1}} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 70})$$

dimana :

$$E = \text{kerja penghubungan pada kopling (kg.m)}$$

$$GD^2 = \text{efek total roda gaya terhadap poros kopling (kg.m}^2\text{)}$$

$$n_r = \text{kecepatan putaran relatif (rpm)}$$

$$T_{do} = \text{momen gesekan dinamis (kg.m)}$$

$$T_{l1} = \text{momen beban pada saat start (kg.m)}$$

maka :

$$E = \frac{0,2061 \cdot 6600}{7160} \cdot \frac{28,6}{28,6 - 13,01618}$$

$$= 2,6913 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Waktu penghubungan yang sesungguhnya :

$$t_{ae} = \frac{GD^2 \cdot n_r}{375 \cdot (T_{do} - T_{l1})} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 70})$$

$$= \frac{0,2061 \cdot 6600}{375 \cdot (28,6 - 13,01618)}$$

$$= 0,21 \text{ s}$$

$$t_{ae} < t_e$$

$$0,24 \text{ s} < 0,3 \text{ s, baik}$$

Tabel 3.7. Laju keausan permukaan pelat gesek

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

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

Tabel 3.8. Batas keausan rem dan kopling pelat tunggal kering

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

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

Bahan gesek paduan 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 38, maka dapat diambil volume keausan yang diizinkan dari tabel 3.8. sebesar :

$$\begin{aligned} L^3 &= 63,5 + \left[\frac{38 - 20}{40 - 20} \cdot (91 - 63,5) \right] \\ &= 63,5 + [0,9 \cdot 27,5] \\ &= 88,25 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

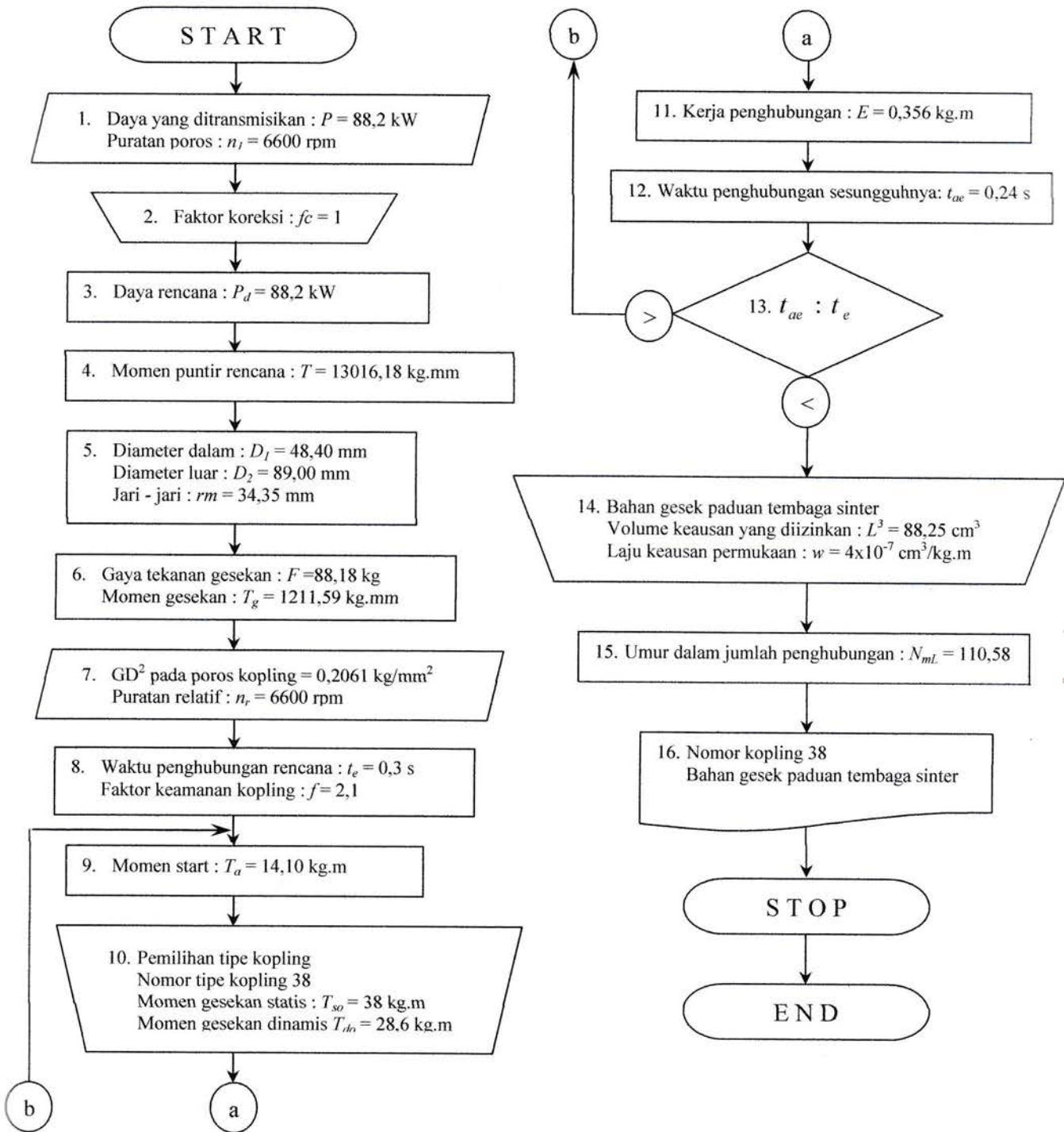
Umur kopling dalam jumlah penghubungan :

$$\begin{aligned} N_{ml} &= \frac{L^3}{E \cdot w} \dots \dots \dots (\text{Lit 1, hal 72}) = \frac{88,25}{0,356 \cdot 4} \\ &= 110,58 \text{ kali} \end{aligned}$$

Nomor kopling 38

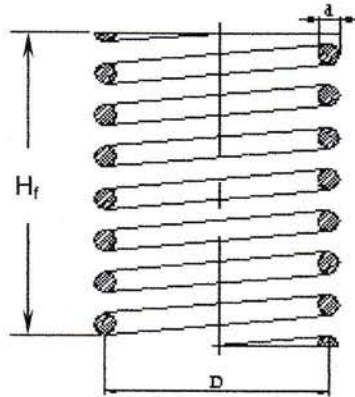
Bahan gesek paduan tembaga sinter

Diagram aliran kopling plat gesek



3.4. Pegas

Pegas berfungsi sebagai peredam getaran dan penahan gaya permukaan terhadap plat gesek.



Gambar. 3.4. Pegas

Tabel 3.9. Harga modulus geser G

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

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

3.4.1. Perhitungan pegas

Diketahui : $T = 10499,72 \text{ kg.mm}$
 $n = 4$ (direncanakan)
 $d = 10 \text{ mm}$
 $D/d = 7$
 $D = d \cdot D/d = 70 \text{ mm}$

Beban maksimum W_l :

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

maka :

$$W_l = \frac{T}{(D/2)} = \frac{10499,72}{(70/2)} = 299,992 \text{ kg}$$

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

Indeks pegas :

$$c = D/d$$
$$c = 7$$

Faktor tegangan :

$$K = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 316})$$
$$= \frac{4 \cdot 7 - 1}{4 \cdot 7 - 4} + \frac{0,615}{7} = 1,21$$

Tegangan geser τ :

$$\tau = \frac{T}{Z_p} = \frac{T}{(\pi/6) \cdot d^3}$$
$$= \frac{10499,72}{(3,14/6) \cdot 10^3} = 0,668 \text{ kg/mm}^2$$

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 :

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

$$\begin{aligned}\tau &< \tau_d \\ 24,87 &< 52, \text{ baik}\end{aligned}$$

$$k = \frac{W_l}{\delta} = \frac{371,89}{20} = 18,59 \text{ kg/mm}$$

Jumlah lilitan yang bekerja :

$$\begin{aligned}k &= \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3} \\ 18,59 &= \frac{8000 \cdot (10)^4}{8n \cdot (70)^3} \\ 8n &= 8,1 \quad n = 1,01 \rightarrow 1\end{aligned}$$

Lendutan total :

$$\begin{aligned}\delta &= 20 \cdot \frac{1}{1,01} = 19,8 \text{ mm} \\ \delta &= 19,8 \rightarrow (18 - 20), \text{ baik}\end{aligned}$$

Tinggi bebas H_f :

$$\begin{aligned}H_c &= (n + 1,5) \cdot d \\ &= (4 + 1,5) \cdot 10 = 55 \text{ mm}\end{aligned}$$

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

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

$$0,4 = (H_l - 55)/(4 + 1,5)$$

$$H_l - 55 = 2,2$$

$$H_l = 57,2 \text{ mm}$$

Maka :

$$\delta = H_f - H_l$$

$$20 = H_f - 57,2$$

$$H_f = 57,2 + 20 = 77,2 \text{ mm}$$

Tinggi awal terpasang H_s :

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

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

$$1,5 = (H_s - 55)/(4 + 1,5)$$

$$H_s - 55 = 8,25$$

$$H_s = 63,25 \text{ mm}$$

Lendutan awal terpasang :

$$\delta_o = H_f - H_s$$

$$= 77,2 - 63,25 = 13,95 \text{ mm}$$

Beban awal terpasang W_o :

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

$$= (77,2 - 63,25) \cdot 28,9$$

$$= 403,16 \text{ kg}$$

Lendutan efektif h : $h = \delta - \delta_o = 19,8 - 13,95 = 5,85 \text{ mm}$

Tinggi pada lendutan maksimum $H_l = 57,2 \text{ mm}$

Jumlah lilitan mati pada setiap ujung 1

Tinggi mampat $H_c = 55 \text{ mm}$

$$H_l > H_c$$

$$57,2 \text{ mm} > 55 \text{ mm}, \text{ baik}$$

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

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

$$H_f / D < 5$$

$$77,2 / 70 < 5$$

$$1,1 < 5$$

Diameter kawat $d = 10 \text{ mm}$

Bahan pegas SUP4 (Baja pegas) perlakuan panas

Jumlah lilitan yang bekerja $n = 1$

Lilitan yang mati 1 pada setiap ujung

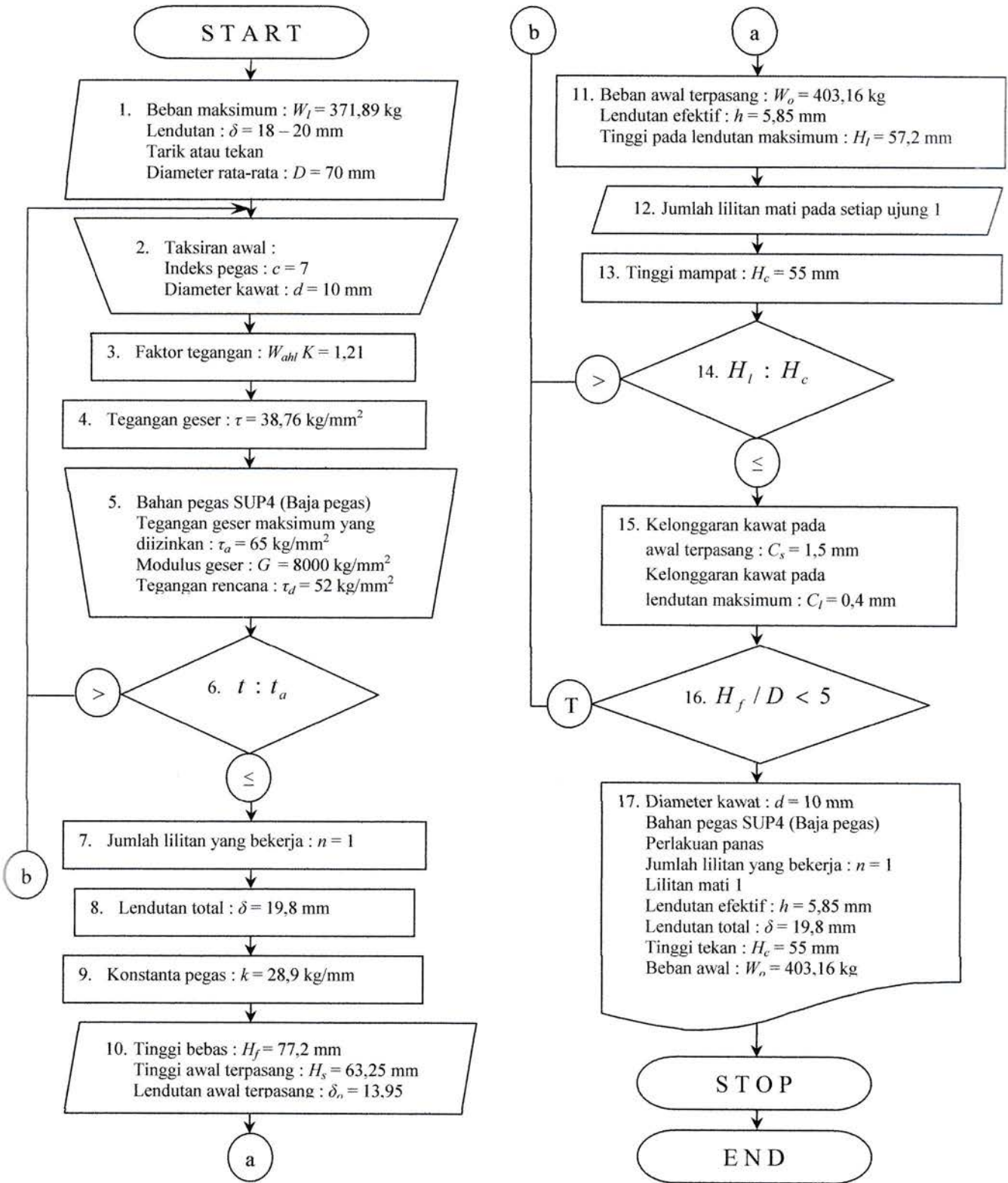
Lendutan efektif $h = 5,85 \text{ mm}$

Lendutan total $\delta = 19,8 \text{ mm}$

Tinggi tekan $H_c = 55 \text{ mm}$

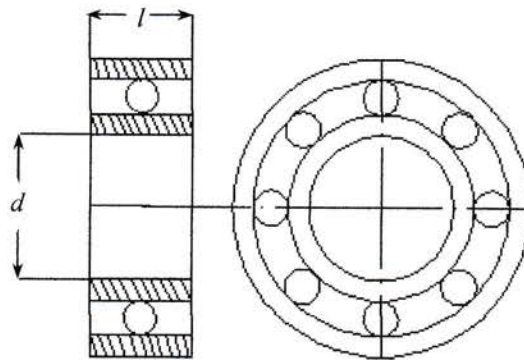
Beban awal terpasang $W_o = 403,16 \text{ kg}$

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



Gambar. 3.5. Bantalan gelinding

3.5.1. Perhitungan bantalan

Bahan poros S35C dengan diameter 32 mm dan putaran (n) = 6600 rpm.

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

Faktor koreksi (fc) = 1

$$L = 1,5 \cdot d_s$$

$$L = 1,5 \cdot 32 = 48 \text{ mm}$$

Beban rencana (W) :

$$\frac{1}{1,5} \cdot \frac{\tau_a}{W} \cdot d^3 = L_{\max}$$

$$0,66 \cdot \frac{3,47}{W} \cdot 32^3 = 48$$

$$\frac{75045,27}{W} = 57$$

$$W = \frac{75045,27}{48} = 1563,44 \text{ kg}$$

Bahan bantalan perunggu dengan kekerasan $H_B = 50 - 100$

Tekanan permukaan yang diizinkan $p_a = 0,7 - 2,0 \text{ kg/mm}^2$

$(pv)_a = 20 \text{ kg} \cdot \text{m/mm}^2 \cdot \text{s}$

Panjang bantalan :

$$l = \frac{\pi}{1000 \times 60} \cdot \frac{W \cdot n}{(pv)_a}$$

$$l = \frac{3,14}{1000 \times 60} \cdot \frac{1563,44 \cdot 6600}{20}$$

$$= 27,00 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

Bahan poros S35C dengan diameter 2 mm , kekuatan tarik $\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan lentur yang diizinkan $\sigma_a = 26 \text{ kg/mm}^2$.

$$l/d = 30/32 = 0,93$$

Harga sebesar 0,9 terletak dalam daerah 0,8 – 1,8, jadi dapat diterima.

Tekanan permukaan :

$$p = \frac{W}{l \cdot d}$$

$$p = \frac{1563,44}{30 \cdot 32} = 1,62 \text{ kg/mm}^2$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}$$
$$v = \frac{3,14 \cdot 32 \cdot 6600}{60 \cdot 1000}$$
$$= 11,05 \text{ m/s}$$

Harga $pv = 0,93 \cdot 11,05 = 10,27 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{mm}^2 \cdot \text{s}$

Harga tekanan $p = 0,93 \text{ kg} / \text{mm}^2$ dapat diterima perunggu, dimana $p_a = 0,7 - 2,0 \text{ kg} / \text{mm}^2$.

Harga $pv = 10,27 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{mm}^2 \cdot \text{s}$ dapat diterima, karena kurang dari $20 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{mm}^2 \cdot \text{s}$.

Kerja gesekan :

$$H = \mu \cdot W \cdot v$$

dimana harga μ untuk perunggu (0,002 - 0,004), diambil 0,004 mm
maka :

$$H = 0,004 \cdot 1563,44 \cdot 11,05$$
$$= 69,10 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{s}$$

Daya yang diserap :

$$P_H = \frac{H}{102}$$
$$= \frac{69,10}{102} = 0,67 \text{ kW}$$

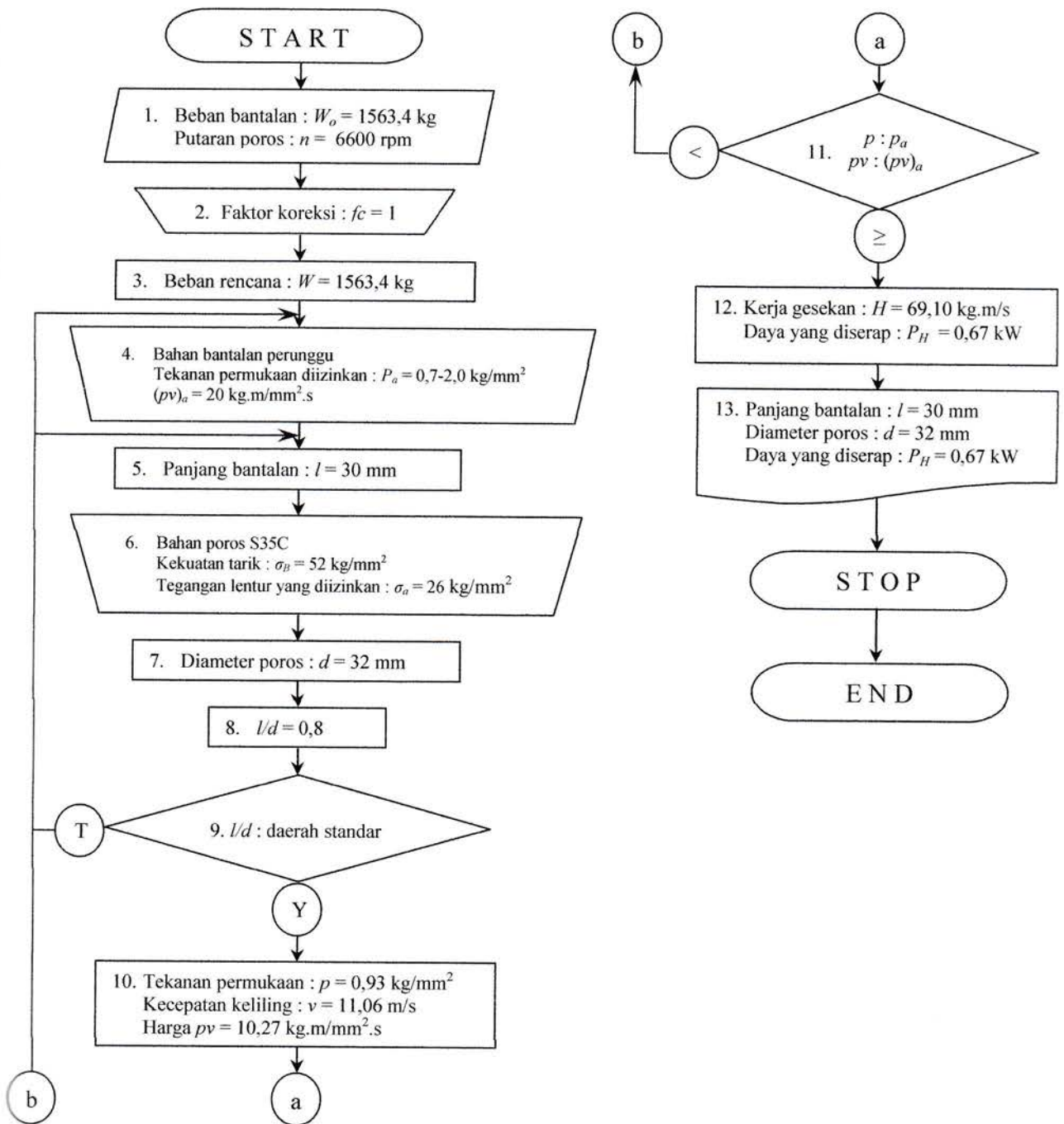
Sehingga diperoleh :

Panjang bantalan (l) = 30 mm

Diameter poros (d) = 32 mm

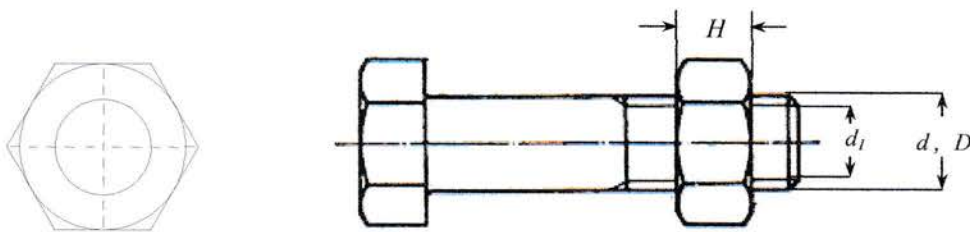
Daya yang diserap (P_H) = 0,67 kW

Diagram aliran bantalan luncur



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

3.6.1. Perhitungan baut dan mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan
 $W = 2204,7 \text{ kg}$

Faktor koreksi (fc) = 1,2

Maka beban rencana W_d :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,2 \cdot 1563,44$$

$$= 1876,12 \text{ kg}$$

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

Tegangan geser yang diizinkan

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

maka :

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

Diameter inti yang diperlukan

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1876,12}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 19,95 = 20 \text{ mm}$$

Tabel 3.10. 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			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	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
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	26,211
	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

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

Dipilih ulir metris kasar diameter inti $d_1 = 20,752 \text{ mm} > 20 \text{ mm}$ dari tabel 3.7. di atas Maka pemilihan ulir standar ulir luar

diameter luar	$d = 20 \text{ mm}$
diameter inti	$d_1 = 20,752 \text{ mm}$
jarak bagi	$p = 3 \text{ mm}$

Bahan mur 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)

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 $D = 20 \text{ mm}$

Diameter efektif ulir dalam $D_2 = 22,051 \text{ mm}$

Tinggi kaitan gigi dalam $H_1 = 1,624 \text{ mm}$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

$$z \geq \frac{W}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a}$$

$$z \geq \frac{1872,12}{3,14 \cdot 22,051 \cdot 1,624 \cdot 3}$$

$$z \geq 5,54 \rightarrow 7$$

Tinggi mur

$$H = z \cdot p$$

$$H = 7 \cdot 3 = 21 \text{ mm}$$

Jumlah ulir mur

$$z' = \frac{H}{p}$$
$$z' = \frac{21}{3} = 7$$

Tegangan geser akar ulir baut

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } k = 0,84)$$
$$\tau_b = \frac{1872,12}{3,14 \cdot 20 \cdot 0,84 \cdot 3 \cdot 7} = 1,69 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir mur

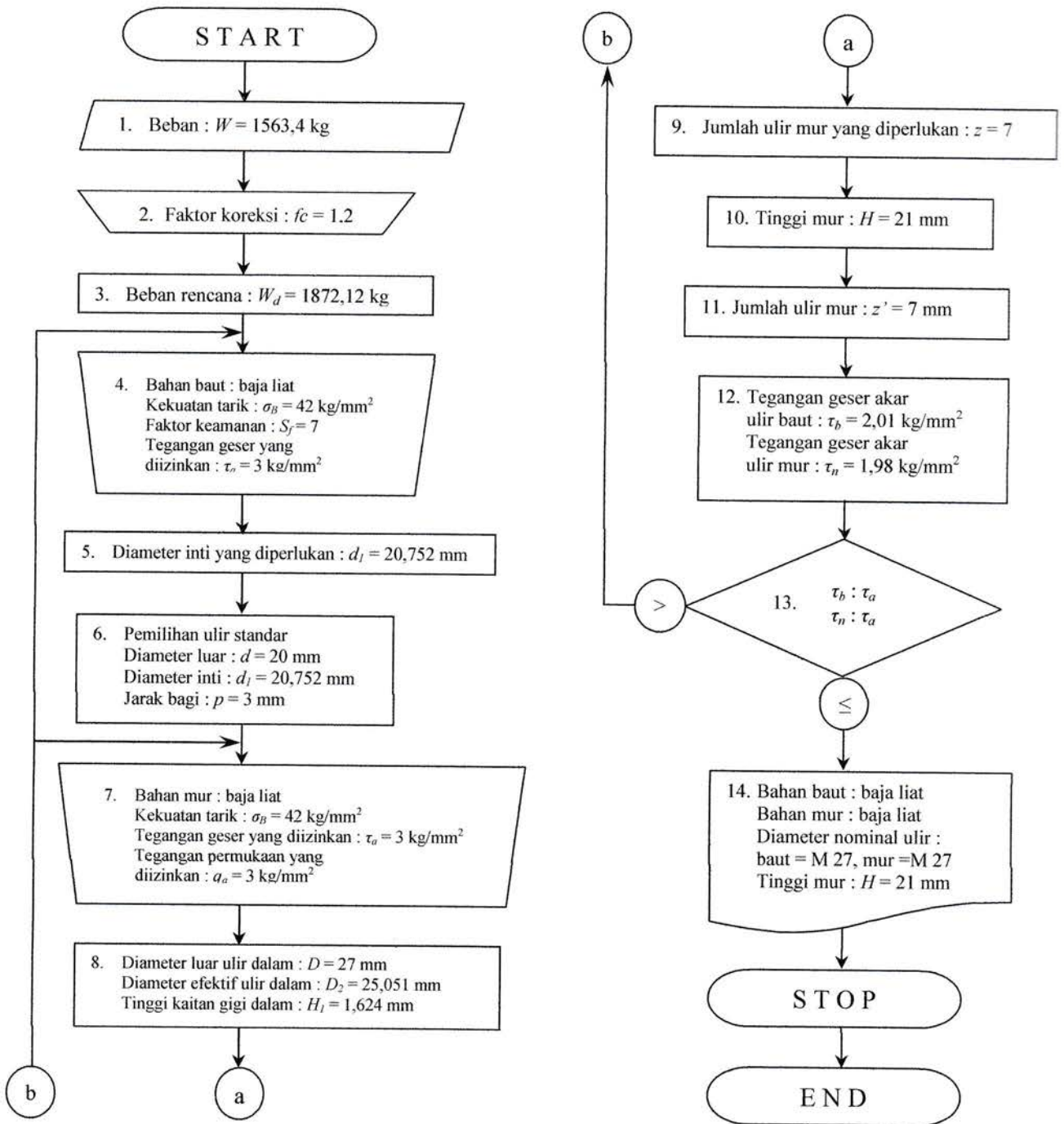
$$\tau_n = \frac{W}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } j = 0,75)$$
$$\tau_n = \frac{1872,12}{3,14 \cdot 20 \cdot 0,75 \cdot 3 \cdot 7} = 1,89 \text{ kg/mm}^2$$

Harga di atas dapat diterima karena masing - masing lebih rendah dari 3 kg/mm².

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

Diameter nominal ulir : Baut = M 27, Mur = M 27, tinggi mur = 21 mm.

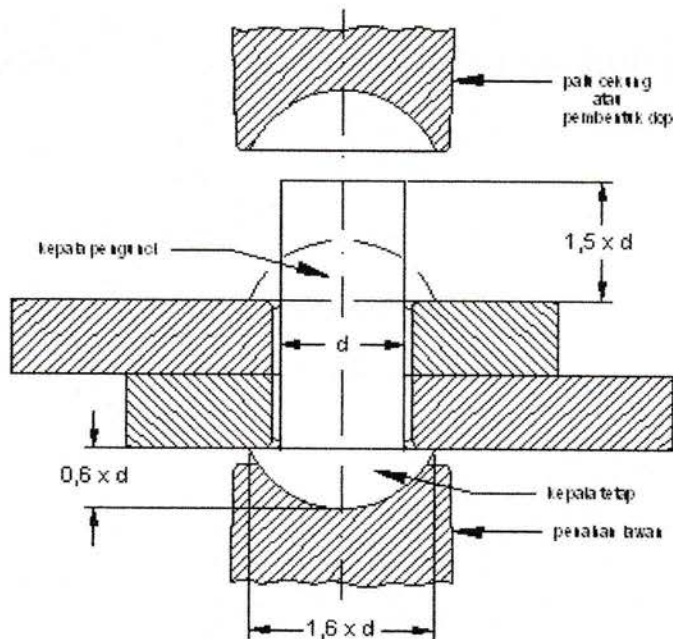
Diagram aliran baut dan mur



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 menghindarkan penurunan kekuatan disebabkan tingginya suhu seperti karena pengelasan (pengaruh dari struktur pengelasan).

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



Gambar. 3.7. Paku Keling

3.7.1. Perhitungan paku keling

Jumlah paku keling dalam perencanaan ini sebanyak 24 buah.

Diameter paku keling $d = (2,3 - 6)$ mm, diambil 4 mm.

Diameter kepala paku keling :

$$\begin{aligned} D &= 1,6 \cdot d \\ &= 1,6 \cdot 4 = 6,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar kepala paku keling :

$$\begin{aligned} K &= 0,6 \cdot d \\ &= 0,6 \cdot 4 = 2,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang batang yang akan dikeling :

$$\begin{aligned} p &= 1,5 \cdot d \\ &= 1,5 \cdot 4 = 6 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

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

dimana :

Rm = jarak antara paku keling (mm)

D_1 = diameter dalam plat gesek (mm)

D_2 = diameter luar plat gesek (mm)

maka :

$$Rm = \frac{55,6 + 101}{4} = 39,15 \text{ mm}$$

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 20283,55 kg.mm

Rm = jari-jari spline (mm)

maka :

$$F = \frac{10,499,72}{39,15}$$
$$= 268,19 \text{ kg}$$

Jadi seluruh paku keling mengalami gaya $F = 332,46 \text{ kg}$

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 keeling (kg)

n = banyaknya paku keling yang direncanakan

maka :

$$F' = \frac{332,46}{24} = 13,85 \text{ kg}$$

Jadi setiap paku keling menerima gaya $F' = 13,85 \text{ kg}$

Bahan paku keling Baja St 37

faktor keamanan $\nu = (0,70 - 0,85)$, diambil 0,75

kekuatan tarik yang diizinkan $\sigma = 157 \text{ kg/mm}^2$, tegangan tarik $\tau_b = 88 \text{ kg/mm}^2$

Luas penampang paku keling A :

$$A_n = \frac{F}{\sigma} = \frac{332,46}{157} = 2,1 \text{ mm}$$

maka :

$$\begin{aligned} A &= \frac{A_n}{v} \\ &= \frac{2,1}{0,75} = 2,8 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi :

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{F'}{A} \\ &= \frac{13,85}{2,1} = 6,59 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang diizinkan :

$$\begin{aligned} \tau_{gi} &= 0,8 \cdot \sigma \\ &= 0,8 \cdot 157 = 125,6 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Maka paku keling aman terhadap tegangan geser yang terjadi.

dimana dapat dibuktikan :

$$\begin{aligned} \tau_{gi} &> \tau_g \\ 125,6 &> 6,59 \end{aligned}$$

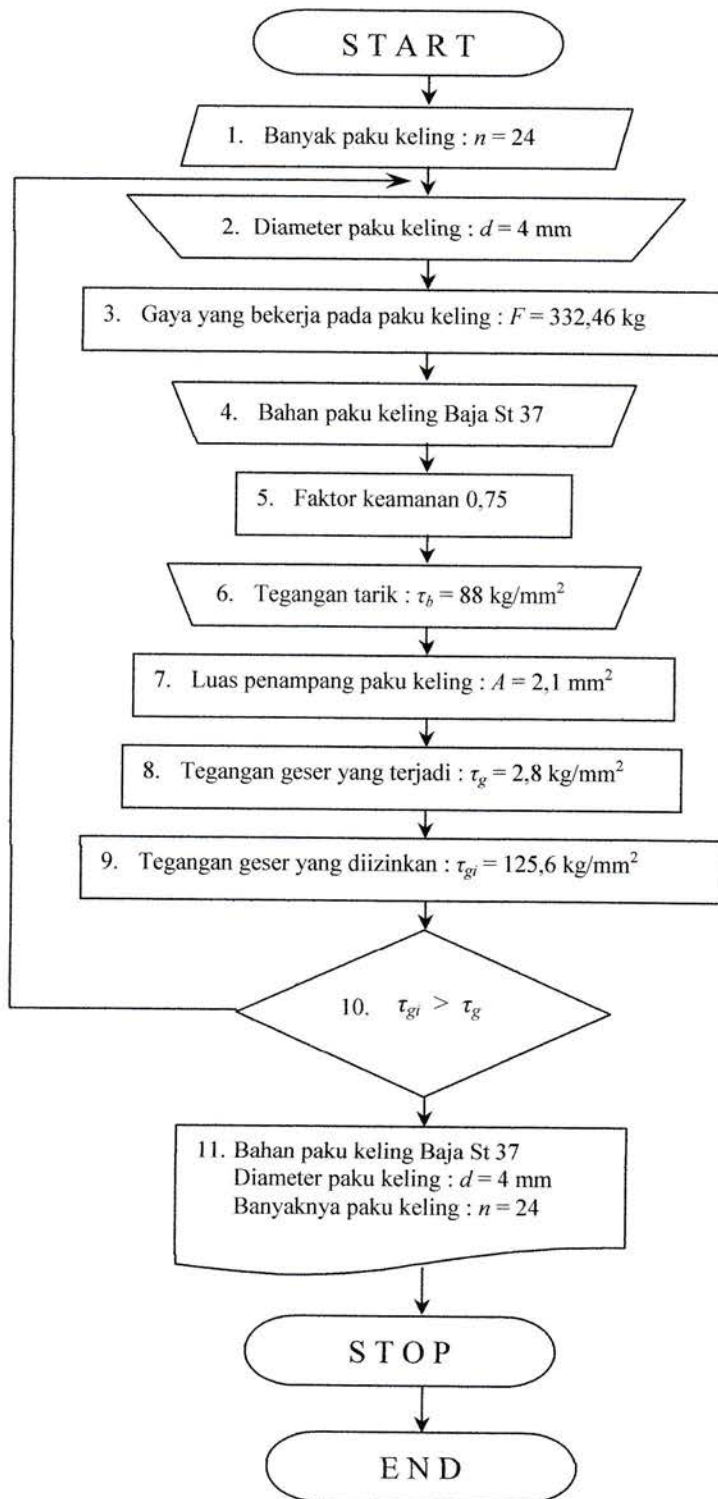
Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan.

Bahan paku keling Baja St 37

Diameter paku keling $d = 4 \text{ mm}$

Banyaknya paku keling $n = 24$

Diagram aliran paku keling



BAB IV

KESIMPULAN

Dalam perencanaan kopling pada umumnya mempunyai keterbatasan pada pemakaiannya. Oleh karena itu harus sangat diperhatikan pemilihan bahan yang baik untuk merancang suatu komponen kopling agar dapat bertahan lama. Pada kendaraan umumnya dipakai plat gesek karena bila terjadi beban besar maka pada gesekan ini tidak akan terjadi slip.

Dalam perencanaan suatu elemen mesin (kopling) maka harus diperhatikan :

1. Tegangan izin harus lebih besar dari tegangan yang terjadi untuk mendapatkan hasil yang optimal.
2. Tegangan yang terjadi harus disesuaikan dengan bahan, fungsi dan pemakaian.
3. Bagian - bagian elemen mesin yang perlu diganti sebelum melewati ketentuan pemakaian dari elemen mesin tersebut, untuk memperpanjang masa pemakaian kopling.
4. Perawatan yang intensif agar kopling dapat bekerja dengan baik.

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.