

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

KOPLING TOYOTA RUSH

DENGAN SPESIFIKASI

DAYA (N) : 104 PS

PUTARAN (n) : 6000 rpm

Disusun Oleh :



WISANSONO SIMANGUNSONG
178130103

FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA
2020

LEMBAR PENGESAHAN

Judul : Tugas Perancangan Ulang Kopling Toyota Rush

Nama : Wisansono Simangunsong

NPM : 178130103

Fakultas : Teknik

Program Studi : Teknik Mesin

Jenjang : S1

Medan, 25 Februari 2020

Menyetujui :



Ketua Prodi Teknik Mesin

Dosen Pembimbing

Kordinator







Zulfikar ST, MT. Ir.H.AMRUSIREGAR, MT Ir.H.AMRUSIREGAR, MT

Mahasiswa



WISANSONO SIMANGUNSONG
NPM : 17.813.0103

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

TUGAS RANCANGAN : III

Agenda : 07.111.1TR-I.2019
Nama : WISANSONO SIMANBUNSONG
NIM : 170130103

Spesifikasi Tugas : Rancanglah kopling gesek untuk kendaraan roda empat sebagai bahan rujukan. Diambil kendaraan Toyota Rush dengan data-data teknis sebagai berikut :

Daya (P) = 104 / 6000 Rpm
Putaran (N) = 13,9 / 4200 Rpm.

- Perencanaan meliputi ukuran komponen - komponen Utama
- Gambar rancangan kopling

Diberikan Tanggal : 30.09.2019

Selesai Tanggal : 30.09.2019

Medan, 30.09.2019


Disetujui Oleh


Ka. Program Studi

Dosen Pembimbing

Koordinator


Muhammad Idris, ST, MT


(IR Amri Siregar, ST, MT)


(IR Amri Siregar, ST, MT)

DATA ASISTENSI AREA

Nama : WISANSONO SIMANGUNSONG
Nomor Pokok Mahasiswa : 170130103
Tugas : 1.
2.

Kegiatan Asistensi :

No	Tanggal	Keterangan / Pembahasan	T. Tangan Pembimbing

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan atas kehadiran Allah S.W.T yang Maha Kuasa, karena kita masih diberi kesehatan dan umur yang panjang. Serta sholawat dan salam pada junjungan kita Nabi Muhammad S.A.W. yang telah membawa kita ke alam yang penuh dengan ilmu pengetahuan dengan rahmat dan karunianya maka saya dapat menyelesaikan tugas perancangan kopling ini.

Dalam menyelesaikan tugas perancangan ini, saya telah berusaha sebisa mungkin agar mendapat hasil yang baik dengan menggunakan literatur dan pengetahuan yang saya peroleh selama kuliah.

Pada kesempatan kali ini saya ingin menyampaikan terima kasih kepada Bapak Ir. Amru Siregar.MT selaku koordinator dalam tugas perancangan kopling ini dan juga Bapak Ir. Amru Siregar .MT selaku dosen pembimbing dalam tugas perancangan kopling prodi teknik mesin di Universitas Medan Area. Dan tak lupa pula saya ucapkan terima kasih kepada kedua orang tua saya yang telah memberikan dukungan baik secara moral maupun spiritual. Dan teman-teman di fakultas teknik mesin Universitas Medan Area yang turut membantu saya menyelesaikan tugas perancangan kopling ini.

Saya menyadari bahwa penulisan tugas perancangan kopling ini masih banyak kekurangan dan kesalahan. Mudah-mudahan tugas perancangan kopling ini dapat bermanfaat bagi saya maupun orang lain yang ingin mengembangkan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Medan, 25 Februari 2020

Wisansono Simangunsong

2.7	Mekanisme Pedal Kopling	13
2.8	Sistem Kerja Kopling	13
	A. Kopling dalam keadaan terhubung.....	13
	B. Kopling dalam keadaan tidak terhubung.....	13
2.9	Assembling	14
BAB III	STUDI PUSTAKA	17
3.1	Perancangan poros	17
	3.1.1 Perhitungan Momen Puntir	17
	3.1.2 Pemilihan bahan	18
	3.1.3 Perencanaan diameter poros	20
	3.1.4 Pemeriksaan kekuatan poros	21
3.2	Perancangan Spline.....	22
	3.2.1 Perancangan spline.....	22
	3.2.2 Pemilihan spline	23
	3.2.3 Analisa beban	24
	3.2.4 Pemilihan bahan.....	25
	3.2.5 Pemeriksaan kekuatan spline.....	25
3.3	Perancangan Naaf.....	27
	3.3.1 Perancangan naaf	27
	3.3.2 Analisa beban.....	29
	3.3.3 Pemilihan bahan naaf.....	29

3.3.4 Pemeriksaan kekuatan naaf.....	29
3.4 Perancangan Pegas Kejut	31
3.4.1 Pegas matahari	31
3.4.2 Pegas kejut.....	35
3.5 Perancangan Baut.....	38
3.5.1 Baut pengikat poros penggerak.....	38
3.5.2 Baut pengikat pegas matahari	40
3.6 Perancangan Bantalan	44
3.6.1 Bantalan pendukung poros.....	44
3.6.2 Bantalan pembebas.....	50

BAB IV KESIMPULAN	53
-------------------------	----

DAFTAR PUSTAKA	56
----------------------	----

BAB I

PENDAHULUAN

1. 1. Latar Belakang

Tugas Elemen Mesin adalah salah satu kurikulum jurusan teknik mesin Universitas Medan Area. Tugas ini adalah untuk merancang sebuah kopling.

Pada pergerakan mesin diperlukan suatu komponen yang bisa memutuskan dan menghubungkan daya dan putaran. Komponen ini adalah kopling di mana putaran yang dihasilkan oleh poros input akan dihubungkan ke poros output. Dalam hal ini diusahakan supaya tidak terjadi slip yang dapat merugikan atau mengurangi efisiensi suatu mesin.

Sebelum ditemukannya kopling untuk menghentikan putaran mesin, kita harus terlebih dahulu mematakannya. Hal ini adalah sangat tidak efektif. Efisiensi suatu mesin menjadi bertambah setelah ditemukan kopling yang digunakan untuk memindahkan dan memutuskan daya dan putaran suatu mesin ataupun motor. Maka boleh disimpulkan bahwa kopling adalah salah satu komponen mesin yang memiliki peranan penting dalam pengoperasiannya.

Adapun kegunaan dari kopling antara lain :

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

1. 2. Tujuan Penulisan

a. Tujuan Umum

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

b. Tujuan Khusus

1. Meningkatkan pemahaman elemen-elemen mesin, khususnya kopling dan komponen-komponennya.
2. 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 Toyota Rush yang digunakan untuk memindahkan dan memutuskan putaran dan daya antara poros input dan poros output dengan daya dan putaran sebagai berikut :

Daya : 104 PS
Putaran : 6000 Rpm

Dalam hal ini akan dihitung ukuran dari komponen kopling tersebut yakni meliputi : poros, plat gesek, spline, naaf, pegas matahari, baut, paku keling dan bantalan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Mesin yang dirancang seharusnya dapat meringankan beban manusia dalam melakukan kegiatannya secara individu ataupun kelompok. Untuk memberikan hasil yang lebih memuaskan maka perancangan mesin harus ditingkatkan, yakni untuk setiap komponennya. Karena suatu mesin memiliki beberapa komponen yang harus bekerjasama untuk melakukan suatu mekanisme.

Pada umumnya mekanisme yang dihasilkan adalah berasal dari motor penggerak (engine) yang bisa merupakan motor bakar (bensin atau diesel) atau motor listrik.

Penggerak ini sebagian besar memberikan gerakan putaran pada poros yang biasa disebut dengan poros input atau poros penggerak, dan akan diteruskan ke poros yang akan digerakkan atau sering disebut poros output dan dari sini akan dilanjutkan ke berbagai komponen lainnya dalam mekanisme.

Dalam proses penyambungan dan pemutusan putaran dan daya antara poros input dan poros output digunakan suatu komponen, yakni kopling.

2.1 Kopling Tetap

Kopling tetap adalah salah satu komponen mesin yang memiliki fungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari poros input ke poros output. Di mana hubungan ini adalah secara pasti dan tidak terjadi slip dan sumbu poros input dan sumbu poros output adalah terletak pada suatu garis lurus atau juga bisa membentuk sudut yang sangat kecil.

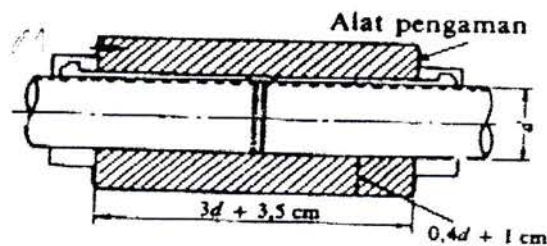
Kopling tetap terbagi atas :

2.1.1 Kopling Kaku

Kopling ini digunakan jika kedua poros yang akan dihubungkan terletak pada suatu sumbu / segaris. Biasanya penggunaan kopling ini adalah untuk poros permesinan dan transmisi yang umumnya terdapat pada pabrik-pabrik. Jenis kopling ini dirancang, di mana diantara kedua poros tidak boleh membentuk sudut (harus segaris) dan juga tidak dapat meredam getaran sewaktu proses transmisi dan juga tidak dapat mengurangi tumbukan.

1. Kopling Bus

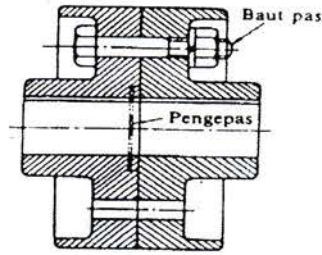
Jenis kopling Bus ini memiliki konstruksi yang sangat sederhana, biasanya kopling ini digunakan untuk poros yang posisinya tegak, seperti pompa pres untuk minyak. Untuk lebih jelas dapat dilihat gambar jenis kopling ini sebagai berikut :



Gambar 2.1. Kopling Bus

2. Kopling Flens Kaku

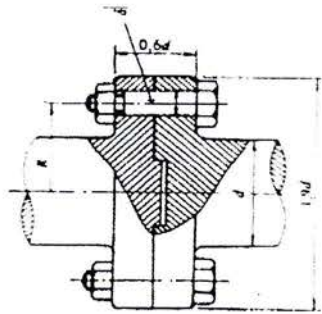
Kopling flens kaku ini biasanya digunakan untuk poros yang berdiameter 50-200 mm, biasanya terdapat pada poros-poros motor listrik. Kopling ini terdiri dari flens kaku yang terbuat dari besi cor atau baja cor dan dipasang pada ujung poros yang diberi pasak dan diikat dengan baut flensnya.



Gambar 2.2. Kopling Flens Kaku

3. Kopling Flens Tempa

Kopling flens tempa ini, ditempa menjadikan satu dengan porosnya. Kopling ini biasanya difungsikan untuk meneruskan kopel yang besar, misalnya untuk poros turbin air yang dihubungkan dengan generator untuk pembangkit listrik.



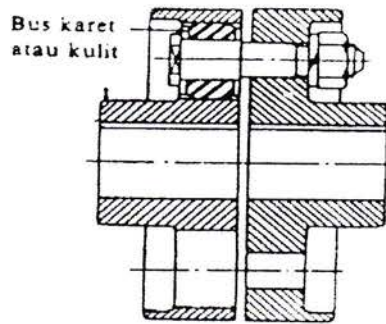
Gambar 2.3. Kopling Flens Tempa

2.1.2 Kopling Luwes

Kopling jenis ini digunakan untuk poros yang dihubungkan tidak benar-benar satu sumbu / tidak segaris antara kedua poros. Kopling ini dapat meredam getaran sewaktu proses transmisi dan juga dapat mengurangi tumbukan. Kopling ini dapat dibedakan atas :

1. Kopling Flens Luwes

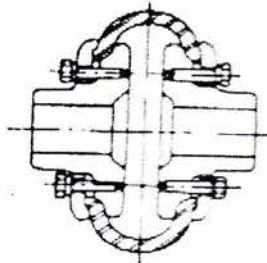
Kopling ini digunakan untuk menghubungkan poros input dengan poros output untuk menghindari putaran yang merata, misalnya pada pabrik penggilas.



Gambar 2. 4. Kopling Flens Luwes

2. Kopling Karet Ban

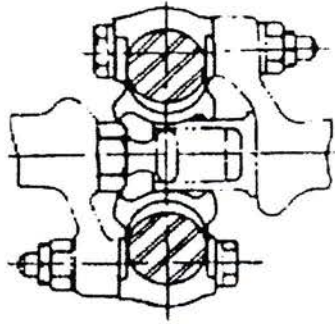
Kopling karet ban ini menggunakan karet ban, di mana poros yang dihubungkan tidak harus lurus atau segaris. Kopling ini dapat mengurangi tumbukan dan meredam getaran saat proses transmisi. Kopling ini biasanya digunakan untuk meneruskan gaya yang besar misalnya pada mesin aduk beton.



Gambar 2.5. Kopling Karet Ban

3. Kopling Karet Bintang

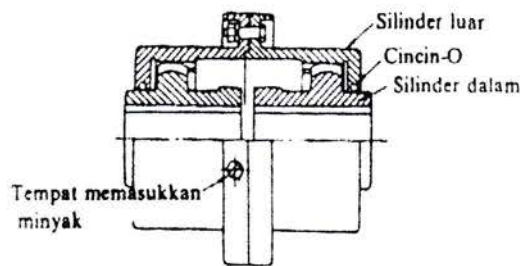
Kopling ini biasanya digunakan untuk penyambungan daya yang besar, seperti pada turbin uap untuk menggerakkan generator.



Gambar 6. Kopling Karet Bintang

4. Kopling Gigi

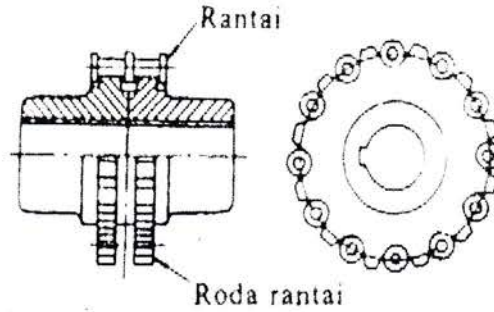
Kopling gigi biasanya difungsikan untuk konstruksi yang berat dan daya yang besar. Kopling ini menyambung poros input dengan poros output dengan menggunakan gigi, misalnya pada mesin pengaduk beton.



Gambar 2.7. Kopling Gigi

5. Kopling Rantai

Kopling jenis ini menggunakan rantai sebagai perantara untuk menyambungkan dua poros yakni poros input dan poros output. Kopling umumnya digunakan untuk memindahkan momen yang besar, seperti pada mesin gilas dan turbin uap.



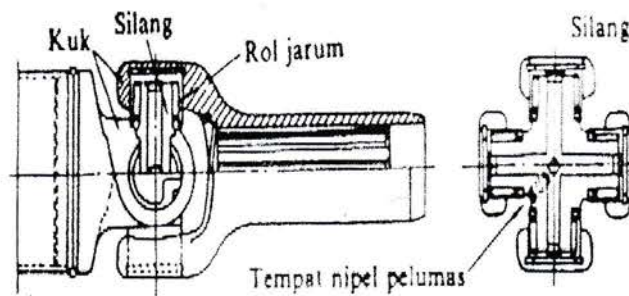
Gambar 2.8. Kopling Rantai

2.1.3 Kopling Universal

Kopling ini digunakan apabila antara poros penggerak dan poros yang digerakkan membentuk sudut yang sangat besar. Kopling ini dapat dibedakan atas

1. *Kopling Universal Hooks*

Kopling ini digunakan untuk menggunakan poros sekrup yang dapat disetel, misalnya pada mesin freis.



Gambar 2.9. Kopling Universal Hooks

2. *Kopling Universal Kecepatan Tetap*

Kopling Universal Kecepatan Tetap, umumnya digunakan pada poros penggerak utama mobil.

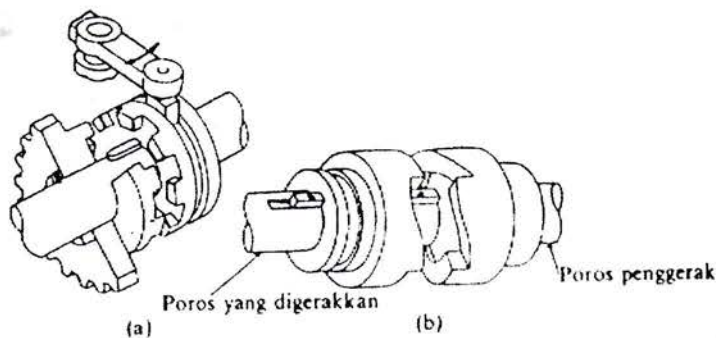
2.2 Kopling Tidak Tetap

Kopling ini merupakan penghubung poros input dengan poros output dengan putaran yang sama dalam meneruskan daya. Kopling ini dapat melepas ataupun menyambungkan walaupun dalam keadaan bergerak ataupun diam. Kopling tetap dapat dibedakan atas :

2.2.1 Kopling Cakar

Kopling cakar berfungsi untuk menghubungkan poros input dan poros output tanpa dengan perantara gesekan (kontak positif) sehingga kemungkinan terjadinya slip adalah sangat kecil. Kopling cakar ada dua jenis, yakni berbentuk spiral dan persegi.

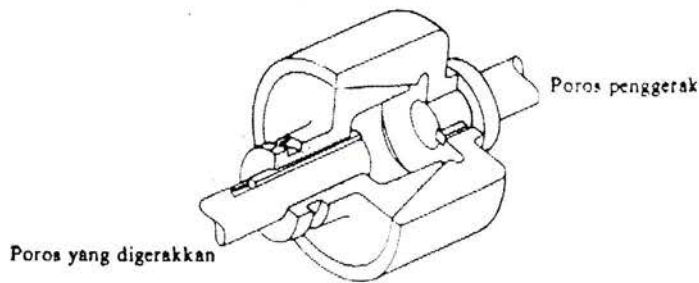
Kopling yang berbentuk spiral dapat menghubungkan poros pada saat berputar dan digunakan untuk satu arah putaran saja, itupun putaran poros penggerak harus di bawah 50 rpm. Sedangkan kopling cakar berbentuk persegi, dapat digunakan pada keadaan tidak berputar dan dapat meneruskan momen dengan dua arah putaran.



Gambar 2.10. Kopling Cakar

2.2.2 Kopling Kerucut

Kopling ini memiliki plat gesek yang berbentuk kerucut. Kopling ini tidak dapat meneruskan daya dan putaran dengan seragam namun dengan gaya aksial yang kecil dapat mentransmisikan momen yang besar.



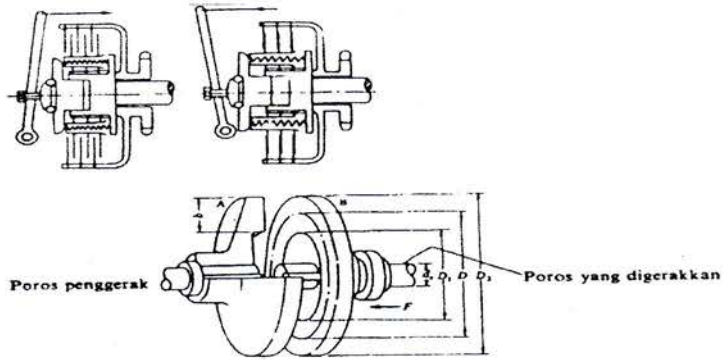
Gambar 2.11. Kopling Kerucut

2.2.3 Kopling Plat Gesek

Kopling jenis ini berfungsi untuk menghubungkan daya dan putaran dari poros input ke poros output dengan perantaraan gesekan. Karena adanya gesekan, maka pembebanan yang berlebihan pada poros input penggerak dapat dihindari dan juga dapat membatasi momen sehingga slip tidak akan berpengaruh.

Kopling plat ini dapat dibedakan berdasarkan jumlah plat yang digunakan, yakni kopling plat tunggal dan kopling plat banyak. Jika dilihat dari cara pelayanannya, kopling ini dapat dibedakan atas kopling manual, hidrolis dan magnetik.

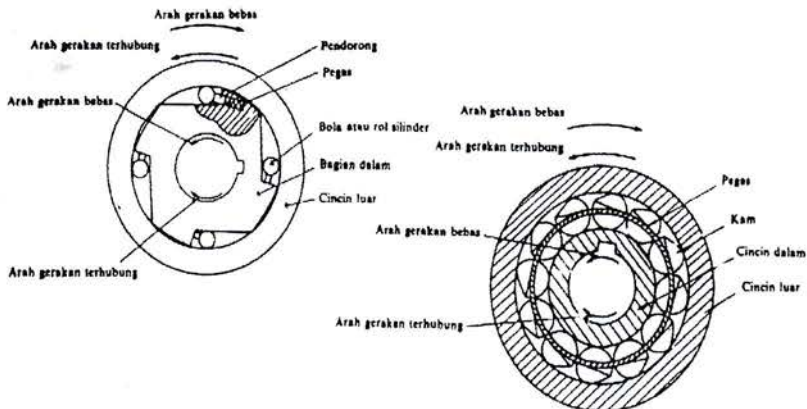
Kopling ada yang kering dan ada yang basah, di mana plat gesek yang bekerja pada keadaan kering dan keadaan basah apabila dilumasi atau terendam dalam minyak.



Gambar 2.12. Kopling Plat

2.2.4 Kopling Friwil

Kopling ini dapat melepaskan hubungan antara kedua poros jika poros input bergerak dengan lambat dan juga bila saat putaran berlawanan dengan arah putaran poros output. Poros jenis ini sangat banyak dikembangkan, karena akan memudahkan penggunaannya.



Gambar 2.13. Kopling Friwil

2.3 Dasar-Dasar Pemilihan Kopling

Dalam perencanaan kopling perlu diperhatikan beberapa faktor sebagai berikut :

- a. Kopling berfungsi sendiri menurut sinyal dan besar beban mesin yang dipindahkan ke transmisi tanpa terjadi slip.
- b. Koefisien gesek yang dapat dipertahankan di bawah kondisi kerja.
- c. Permukaan geseknya harus cukup keras untuk menahan keausan.
- d. Massa dan luas permukaan plat gesek yang cukup untuk pengeluaran panas.
- e. Material tidak hancur akibat gesekan pada temperatur dan beban apit pada proses kerja.
- f. Konduktivitas panas untuk penyebaran panas dapat dipertahankan dan dapat dihindari perubahan struktur dari komponen.

2.4 Pengaruh Panas

Kerja penghubung pada kopling akan menimbulkan panas karena gesekan, sehingga temperatur kopling akan naik sampai 200°C dalam keadaan sesaat. Tetapi untuk seluruh kopling umumnya dijaga agar suhunya tidak lebih tinggi dari 30°C . Jika kerja penghubung untuk satu kali pelayanan direncanakan lebih kecil dari pada kerja penghubung yang diizinkan. Pada dasarnya pemeriksaan temperatur tidak diperlukan lagi.

2.5 Umur Plat Gesek

Umur plat gesek kopling kering lebih rendah sepersepuluh dari kopling basah karena laju keausan plat gesek sangat tergantung pada macam bahan geseknya, tekanan kontak, kecepatan keliling temperatur dan lain-lain. Maka agak sukar melakukan atau menentukan umurnya secara teliti.

Tabel. 2. 1. Laju Keausan Permukaan Plat Gesek

Bahan Permukaan	W (cm ³ /kg.m)
Paduan tembaga sinter	$(3 \div 6) \times 10^{-7}$
Paduan sinter besi	$(4 \div 8) \times 10^{-7}$
Setengah logam	$(5 \div 10) \times 10^{-7}$
Damar cetak	$(6 \div 12) \times 10^{-7}$

2.6 Mekanisme Sistem Pemindah Tenaga

Tenaga yang berasal dari mesin atau motor dipindahkan melalui sistem yang disebut pemindah tenaga yang ditunjukkan pada gambar berikut.

Sistem pemindah tenaga terdiri dari : kopling, bak roda, transmisi (gear box), kopling gardang, poros penggerak, roda differensial, dan roda kendaraan.

2.7 Mekanisme Pedal Kopling

Mekanisme pedal kopling ditunjukkan pada gambar berikut :

Jika pedal kopling ditekan , fluida atau minyak terdorong dari tangki silinder masuk ke dalam pipa hidrolik (berupa selang yang fleksibel). Fluida yang tertekan ini menekan piston di dalam silinder pembatas, sehingga silinder pembatas menggerakkan garpu pembebas kopling dan menekan sleeve.

2.8 Sistem Kerja Kopling

Sistem kerja kopling plat tunggal atau gesek ini dapat ditinjau dari dua keadaan , yaitu :

a. Kopling dalam Keadaan Terhubung

Poros penggerak yang berhubungan dengan mesin meneruskan daya dan putaran ke flyweel (roda penerus) melalui baut pengikat. Daya dan putaran ini

diteruskan ke plat gesek yang ditekan oleh plat penekan karena adanya tekanan dari pegas matahari. Akibat putaran dari plat gesek poros yang digerakkan ikut berputar dengan perantara spline dan naaf.

Pegas pendorong (pegas matahari) mendesak plat penekan ke kiri sehingga plat gesek terjepit diantara flyweel dan plat penekan.

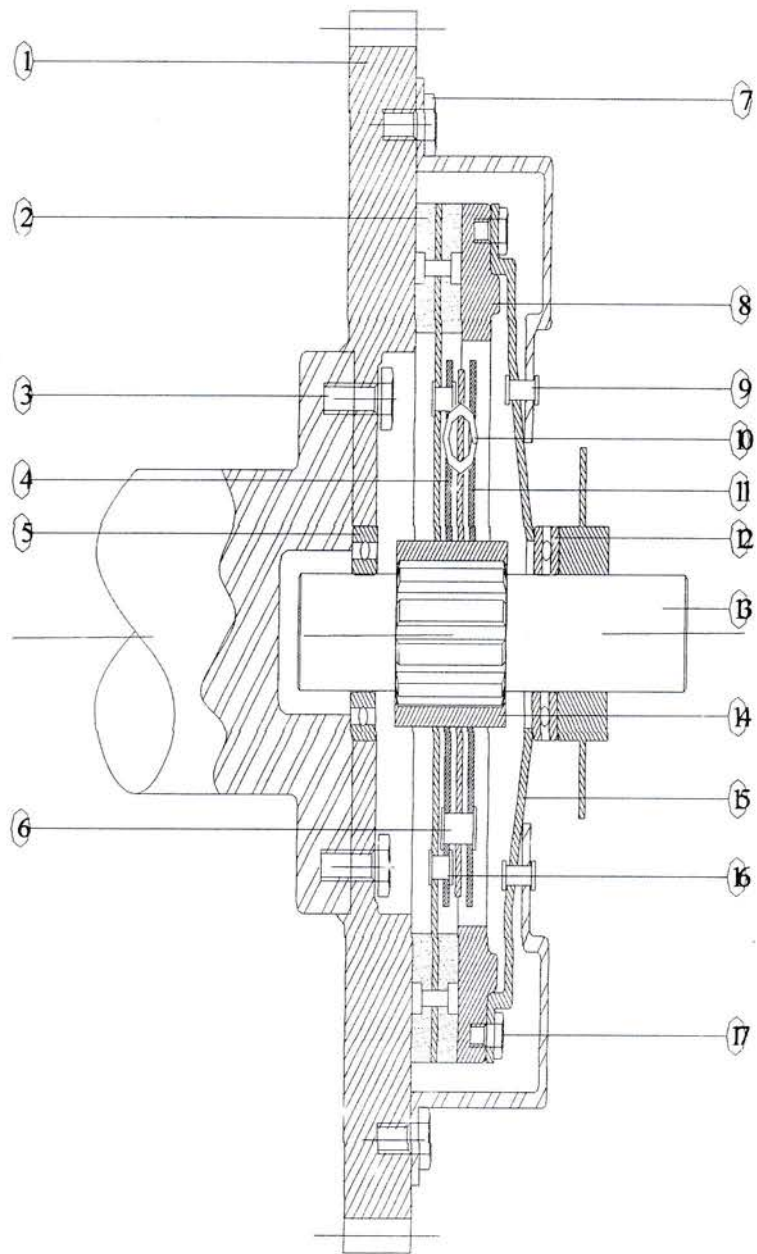
b. Kopling Dalam Keadaan Tidak Terhubung

Bantalan pembebas menekan pegas matahari sehingga yang dikerjakan pada plat penekan menjadi berlawanan arah. Hal ini menyebabkan plat penekan tertarik ke arah luar sehingga plat gesek dalam keadaan bebas di antara plat penekan dan flyweel.

Bila injakan atau pedal kopling ditekan tuas pelepas menaik kembali plat penekan, dengan demikian plat gesek terlepas.

2.9 Assembling

Assembling yang dipakai dapat dilihat pada gambar dibalik. Jenis koplingnya adalah plat gesek tunggal. Jenis koplingnya umumnya banyak dipakai pada kendaraan roda empat dan cukup bagus serta efisien untuk meneruskan daya dan putaran.



ASSEMBLING

Gambar 2.14. Assambling Kopling Toyota Vios

BAB III

STUDI PUSTAKA

3.1 Perancangan Poros

3.1.1 Perhitungan Momen Puntir Poros

Poros yang digunakan pada kopling ini akan mengalami beban puntir dan beban lentur, namun yang paling besar adalah momen puntir akibat putaran, untuk itu maka digunakan poros transmisi. Perhitungan kekuatan poros didasarkan pada momen puntir khususnya untuk poros kopling.

Data yang diketahui (dari brosur, lampiran !) adalah :

Daya (P) : 104 PS

Putaran (n) : 6000 rpm

Maka daya yang direncanakan yang akan dialami poros adalah :

Dimana : 1 PS = 0,735 KW

$$P = 104 \times 0,735 \text{ KW}$$

$$P = 76,44 \text{ KW.}$$

Maka untuk meneruskan daya dan putaran ini, terlebih dahulu dihitung daya perencanaannya (Pd).

$$Pd = f_c \cdot P$$

Di mana :

Pd = daya perencanaan

f_c = faktor koreksi

P = daya masukan

Daya mesin (P) merupakan daya nominal output dari motor penggerak, daya inilah yang ditransmisikan melalui poros dengan putaran tertentu.

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

Daya Yang Akan Ditransmisikan	Fc

Daya maximum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya Normal	1,0 – 1,5

Daya rata-rata merupakan besarnya daya-daya yang bekerja dibagi dengan jumlah daya yang bekerja.

Daya maximum merupakan daya yang paling besar yang terjadi saat melakukan mekanisme.

Daya normal merupakan daya optimal yang dapat dihasilkan oleh mesin.

Dalam perancangan ini yang digunakan adalah daya maximum yang mungkin terjadi pada saat start sehingga range faktor koreksinya adalah 0,8 – 1,2. Dalam hal ini dipilih besarnya 1,08 yang agak lebih kecil, karena juga akan memiliki faktor keamanan lainnya, seperti faktor keamanan sesuai dengan jenis bahan, bentuk dan lain-lain.

Sehingga daya yang direncanakan adalah :

$$Pd = 1,08 \cdot 81,314 \text{ kw}$$

$$Pd = 87,8 \text{ kw}$$

Momen puntir (momen torsi rencana) yang dialami poros adalah :

$$Mp = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n}$$

3.1.2 Pemilihan Bahan

$$\begin{aligned} Mp &= 9,74 \cdot 10^5 \frac{87,8}{6000} \\ &= 14252,86 \text{ kg. mm} \end{aligned}$$

Dalam pemilihan bahan perlu diperhatikan beberapa hal seperti pada tabel berikut, dan kita dapat menyesuaikan dengan yang kita butuhkan.

Tabel. 3.2. Batang baja karbon yang difinis dingin (Standar JIS)

Lambang	Perlakuan	Diameter	Kekuatan Tarik	Kekerasan
---------	-----------	----------	----------------	-----------

Lambang	Perlakuan Panas	Diameter (mm)	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)	Kekerasan	
				H _{RC} (H _{RB})	H _B
S35C-D	Dilunakkan	20 atau kurang	58 – 79	(84) – 23	-
		21 – 80	53 – 69	(73) – 17	144 – 216
	Tanpa Dilunakkan	20 atau kurang	63 – 82	(87) – 25	-
		21 – 80	58 – 72	(84) – 19	160 – 225
S45C-D	Dilunakkan	20 atau kurang	65 – 86	(89) – 27	-
		21 – 80	60 – 76	(85) – 22	166 - 238
	Tanpa Dilunakkan	20 atau kurang	71 – 91	12 – 30	-
		21 – 80	66 – 81	(90) – 24	183 – 253
S55C-D	Dilunakkan	20 atau kurang	72 – 93	14 – 31	-
		21 – 80	67 – 83	10 – 26	188 – 260
	Tidak Dilunakkan	20 atau kurang	80 – 101	19 – 34	-
		21- 80	75 – 91	16 – 30	213 - 285

(Sularso, "Dasar-dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Pramita, Jakarta 1994)

Dalam pemilihan bahan perlu diketahui tegangan izinnya, yang dapat dihitung dengan rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \cdot S_{f2}}$$

dimana : τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

σ_b = kekuatan tarik bahan (kg/mm^2)

S_{f1} = faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan, dimana untuk bahan S-C besarnya : 6,0.

S_{f2} = faktor keamanan yang bergantung dari bentuk poros, dimana harganya berkisar antara 1,3 – 3,0.

Dalam perancangan ini bahan yang dipilih adalah bahan yang memiliki kekerasan besar, karena poros ini akan mengalami beberapa aksi, seperti tekanan tumbuk, puntir, sehingga dipilih jenis baja S55C-D dengan kekuatan tarik 83 Kg / mm^2 . Dan faktor keamanan diambil yang besar, karena poros ini boleh dikatakan memiliki diameter yang kecil, sehingga supaya seimbang diambil faktor keamanan 6,0. Dan faktor koreksi yang disesuaikan dengan bentuknya berkisar 1,3 – 3,0, dimana bentuk poros dalam perencanaan ini memiliki spilne maka diambil faktor koreksi yang sedang yakni 1,4 karena spilne ini sangat berpengaruh dalam penimbunan puntiran khususnya pada bagian terluar poros.

Maka tegangan geser izin adalah :

$$\tau_a = \frac{83}{6 \cdot 1,4} = 9,88 \text{ kg/mm}^2$$

3.1.3 Perencanaan Diameter Poros

Diameter poros dapat diperoleh dari rumus :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot Kt \cdot Cb \cdot Mp \right]^{1/3}$$

dimana : d_p = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

Kt = faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1,5 – 3,0.

C_b = faktor koreksi untuk terjadinya kemungkinan terjadinya beban lentur, dalam perencanaan ini diambil 1,2 karena diperkirakan tidak akan terjadi beban lentur.

M_p = momen puntir yang ditransmisikan (kg.m)

Pada saat pertama (start) penghubungan poros input dengan poros output akan terjadi tumbukan dan ini terjadi setiap penghubungan kedua poros tersebut, sehingga faktor koreksi pada range 1,5 – 3,0 diambil $K_T = 2,8$, supaya poros aman dari tumbukan.

Dan dalam mekanisme ini beban lentur yang terjadi kemungkinan adalah kecil karena poros adalah relatif pendek, sehingga faktor koreksi untuk beban lentur $C_b = 1,2$. Dengan harga faktor koreksi terhadap tumbukan diambil sebesar $K_t = 2,8$ maka diameter poros dapat ditentukan sebagai berikut :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{5,902} \cdot 2,8 \cdot 1,2 \cdot 13392,5 \right]^{1/3}$$

$$= 29,013 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

3.1.4 Pemeriksaan Kekuatan Poros

Hasil diameter poros yang dirancang harus diuji kekuatannya. Pemeriksaan dapat dilakukan dengan memeriksa tegangan geser yang terjadi akibat tegangan puntir yang dialami poros. Jika tegangan geser lebih besar dari tegangan geser izin dari bahan tersebut, maka perancangan tidak akan menghasilkan hasil yang baik, atau dengan kata lain perancangan adalah gagal.

Besar tegangan geser yang timbul pada poros adalah :

$$\tau_p = \frac{16.M_p}{\pi.d^3}$$

Dimana : τ_p = tegangan geser akibat momen puntir (kg/mm^2)

M_p = momen puntir yang ditransmisikan (kg.mm)

d_p = diameter poros (mm)

Untuk momen puntir (M_p) = 13392,5 kgmm, dan diameter poros $d_p = 30$ mm, maka perhitungan tegangan gesernya adalah sebagai berikut :

$$\tau_p = \frac{16 \times 13392,5}{3,14 \times 30^3} = 2,527 \text{ kg/mm}^2.$$

Menurut hasil yang diperoleh dari perhitungan diatas, terlihat bahwa tegangan geser yang terjadi adalah lebih kecil daripada tegangan geser yang diizinkan $\tau_p < \tau_a$. Dengan hasil ini maka dapat disimpulkan bahwa poros ini aman untuk digunakan pada kopling yang dirancang untuk memindahkan daya dan putaran yang telah ditentukan.

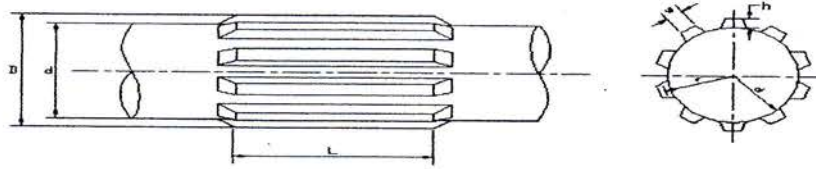
3.2 Perancangan Spline

Spline berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari poros komponen-komponen lainnya. Fungsi spline pada dasarnya adalah sama dengan fungsi pasak, perbedaannya adalah bahwa spline merupakan bagian dari poros, atau dengan kata lain menyatu dengan poros, sedangkan pasak terpisah dari poros dan untuk pemasangannya diperlukan alur pada poros. Selain itu jumlah spline untuk tiap poros adalah tertentu pada konstruksi yang diambil berdasarkan standard SAE, sedangkan jumlah pasak ditentukan sesuai dengan kebutuhan yang dianggap perlu oleh perancangannya.

Penggunaan spline adalah lebih beruntung dibanding pasak, karena spline lebih kuat dan akan mengalami beban puntir yang merata pada seluruh bagian poros. Sedangkan pada pasak yang akan mengalami tegangan adalah pasak itu sendiri karena terkonsentrasi pada pasak tersebut.

3.2.1 Perancangan Spline

Pemilihan Spline ditentukan berdasarkan standart SAE (Society Automotive Engineering) pada kendaraan bermotor, mesin-mesin produksi, mesin-mesin perkakas dan lain-lain.



Gambar 4.1. Spline

Keterangan :

D = diameter luar spline

d = diameter dalam spline

h = tinggi spline

w = lebar spline, L = panjang spline

Untuk berbagai kondisi pengoperasian spline telah ditetapkan ukurannya sesuai dengan standart SAE, seperti pada tabel berikut :

Tabel 4.1. Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi (standard SAE)

Number of Spline	Permanent Fit		To Slide When Not Under Load		To Slide When Under Load		All Fits w
	H	D	H	D	H	D	
4	0,075D	0,850D	0,125D	0,750D	-	-	0,241 D
6	0,050D	0,900D	0,075D	0,850D	0,100D	0,800D	0,250 D
10	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D	0,156 D
16	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D	0,098

3.2.2 Pemilihan Spline

Dalam perancangan kopling ini perlu diperhatikan jumlah spline yang akan jadi sangat berpengaruh dalam penerusan daya. Jumlah spline akan mempengaruhi tegangan geser dan tegangan tumbuk, dimana semakin banyak jumlah spline maka pemusatan daya akan terbagi untuk tiap spline sehingga tegangan tumbukan dan tegangan geser akan semakin kecil.

Sesuai dengan diameter poros dan daya yang akan diteruskan, maka jumlah spline yang cocok adalah 10, karena selain aman tidak berlebihan.

Sehingga dari tabel 4.1 diperoleh data sebagai berikut :

$$h = 0,095 D ; \quad d = 0,810 D ; \quad w = 0,156 D$$

Maka : $d = 30 \text{ mm}$

$$D = \frac{d}{0,810} = \frac{30}{0,810} = 37,04 \text{ mm}$$

$$h = 0,095 D = 0,095 \cdot 34,04 = 3,65 \text{ mm}$$

$$w = 0,156 D = 0,156 \cdot 34,04 = 5,78 \text{ mm}$$

Panjang spline diperoleh dari :

$$L = \frac{D^3}{d^2} = \frac{37,04^3}{30^2} = 56,5 \text{ mm}$$

Jari-jari rata-rata spline diperoleh dari :

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{37,04 + 30}{4} = 16,76 \text{ mm}$$

3.2.3 Analisa Beban

Gaya yang bekerja pada spline adalah :

$$M_p = F \cdot r_m$$

Dimana :

M_p = momen pentir yang bekerja pada poros, dari perhitungan pada Bab. 3 diperoleh : 13392,5 Kg mm.

F = Gaya yang bekerja pada spline (Kg)

r_m = jari-jari rata-rata spline (mm)

Maka diperoleh gayanya :

$$F = \frac{Mp}{rm} = \frac{13392,5}{16,76} = 799,075 \text{ Kg}$$

3.2.4 Pemilihan Bahan

Dalam pemilihan bahan spline adalah sama dengan bahan poros, karena spline adalah menyatu dengan poros. Bahannya adalah 555C-D dengan kekuatan tarik maximum $\sigma_b = 83 \text{ Kg/mm}^2$

3.2.5 Pemeriksaan Kekuatan Spline

Untuk memeriksa kekuatan spline, maka dapat dilakukan pada dua jenis kemungkinan yang akan mengalami kegagalan, yaitu akibat tegangan tumbuk σ_t dan tegangan geser σ_g .

a. Pemeriksaan Kegagalan Akibat Tegangan Tumbuk Spline

Tegangan tumbuk spline dapat diperoleh dari :

$$\sigma_t = \frac{F}{i \cdot h \cdot l}$$

di mana :

σ_t = tegangan tumbuk (kg/mm^2)

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

i = jumlah spline

h = tinggi spline (mm)

l = panjang spline (mm)

Maka besar tegangan tumbuk yang bekerja adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{799,075}{10 \times 3,57 \times 56,5} \\ &= 0,396 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Sementara tegangan tumbuk izin dari pada bahan spline ini adalah :

$$\sigma_{ti} = \frac{\sigma_b}{i} = \frac{83}{10} = 8,3 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan di atas, terlihat bahwa tegangan tumbuk izin adalah lebih besar dari pada tegangan tumbuk yang terjadi pada spline $\sigma_{ti} > \sigma_t$.

Maka dapat disimpulkan bahwa rancangan ini aman dari tegangan tumbuk.

b. Pemeriksaan Kegagalan Akibat Tegangan Geser Pada Spline

Besarnya tegangan geser pada spline dapat diperoleh dari :

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

di mana : $\tau_g =$ tegangan geser (kg/mm^2)

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

$i =$ jumlah spline

$w =$ lebar spline (mm)

$l =$ panjang spline (mm)

Maka tegangan geser yang bekerja adalah :

$$\tau_g = \frac{799,075}{10 \times 5,78 \times 56,5} = 0,244 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan tegangan geser izin untuk bahan tersebut adalah :

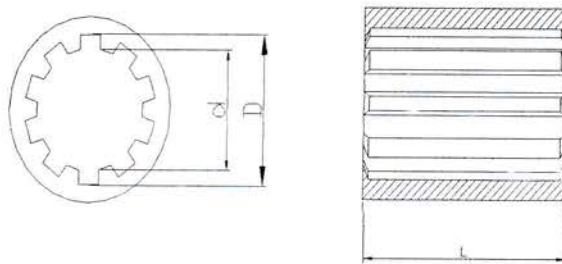
$$\begin{aligned} \tau_{gi} &= 0,577 \cdot \sigma_{ti} \\ &= 0,577 \cdot 8,3 \\ &= 4,79 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas terlihat bahwa tegangan geser izin lebih besar dibanding tegangan geser yang timbul pada spline $\tau_{gi} > \tau_g$.

Maka dapat disimpulkan bahwa spline pada perancangan ini adalah aman dari tegangan geser.

3.3 Perancangan Naaf

Naaf adalah pasangan dari spline, di mana dimensinya adalah sama antara keduanya. Tetapi, pada kondisi yang sebenarnya ada perbedaan ukuran yang kecil, meskipun analisa dan perhitungannya sama. Perbedaan yang kecil ini akan menjadi sangat berpengaruh untuk mesin yang memerlukan ketelitian yang tinggi atau pada mesin yang bekerja pada putaran tinggi. Dengan pertimbangan di atas maka perhitungan naaf harus dihitung tersendiri tetapi tetap berdasarkan perhitungan spline. Pada perancangan naaf ini didasarkan pada standart SAE yang sama pada perancangan spline.



Gambar 5. 1. Naaf

Keterangan :

- D = diameter luar naaf
- d = diameter dalam naaf
- w = lebar gigi naaf
- h = tinggi gigi naaf
- l = panjang naaf

3.3.1 Perancangan Naaf

Berdasarkan data dari ukuran spline, maka ukuran untuk naaf adalah sebagai berikut :

$$h = 0,095 D$$

$$d = 0,810 D$$

$$w = 0,156 D$$

Dari data ukuran spline yang telah diketahui, lebar gigi naaf dapat diperoleh dari :

$$w = \frac{(\pi \cdot Ds) - (i \cdot ws)}{i}$$

di mana : w = lebar gigi naaf (mm)

Ds = diameter luar spline, dari perhitungan pada Bab 4 sebesar 37,04 mm

ws = lebar spline, dari perhitungan pada Bab 4 sebesar 5,78 mm

i = jumlah spline / gigi naaf, yaitu 10 buah

bn = tebal naaf

Maka :

$$\begin{aligned} w &= \frac{(\pi \times 37,04) - (10 \times 5,78)}{10} \\ &= 5,86 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Dengan memasukkan harga $w = 5,86$ mm ke data di atas diperoleh :

$$D = \frac{w}{0,156} = \frac{5,86}{0,156} = 37,57 \text{ mm.}$$

$$h = 0,095 D = 0,095 \cdot 37,57 = 3,62 \text{ mm}$$

$$d = 0,810 D = 0,810 \cdot 37,57 = 30,44 \text{ mm}$$

$$bn = D - d = 37,57 - 30,44 = 7,13 \text{ mm}$$

Sedangkan panjang naaf diperoleh dari :

$$l = \frac{D^3}{d^2} = \frac{37,57^3}{30,44^2} = 57,23 \text{ mm.}$$

, dan jari-jari rata-rata naaf adalah :

$$rm = \frac{D + d}{4} = \frac{37,57 + 30,44}{4} = 17 \text{ mm.}$$

3.3.2 Analisa Beban

Gaya yang bekerja pada naaf diperoleh dari :

$$M_p = F \cdot r_m$$

Di mana : M_p = momen puntir (dari Bab 3)

F = gaya yang bekerja pada naaf

r_m = jari-jari rata-rata naaf (mm)

Maka :

$$F = \frac{M_p}{r_m} = \frac{13392,5}{17} = 787,79 \text{ kg.}$$

3.3.3 Pemilihan Bahan Naaf

Dalam pemilihan bahan naaf adalah sama dengan bahan poros spline, yakni S55C-D dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 83 \text{ Kg/mm}^2$.

3.3.4 Pemeriksaan Kekuatan Naaf

Pemeriksaan kekuatan naaf dapat dilakukan pada dua kemungkinan seperti halnya pada spline, yakni terhadap tegangan geser dan tegangan tumbuk.

a. Pemeriksaan Kegagalan Akibat Tegangan Tumbuk

Besarnya tegangan tumbuk pada naaf dapat diperoleh dari :

$$\sigma_t = \frac{F}{i \cdot h \cdot l}$$

di mana : σ_t = tegangan tumbuk (kg/mm^2)

F = gaya yang bekerja pada naaf (kg)

i = jumlah gigi naaf, yaitu 10 buah

h = tinggi gigi naaf (mm)

l = panjang naaf (mm)

Maka besar tegangan tumbuk yang bekerja adalah :

$$\sigma_t = \frac{787,79}{10 \times 3,62 \times 57,23} = 0,380 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan pada Bab 4 diperoleh tegangan tumbuk izin untuk bahan S55C-D adalah $\sigma_{ti} = 8,3 \text{ kg/mm}^2$. Di mana harganya adalah jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya, $\sigma_t < \sigma_{ti}$, sehingga naaf aman dari kegagalan akibat tegangan tumbuk.

b. Pemeriksaan Kegagalan Akibat Tegangan Geser

Besarnya tegangan geser pada naaf dapat diperoleh dari :

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

di mana : $\tau_g =$ tegangan geser (kg/mm^2)

F = gaya yang bekerja pada naaf (kg)

i = jumlah gigi naaf, yaitu 10 buah

w = lebar gigi naaf (mm)

l = panjang naaf (mm)

Maka besar tegangan geser yang bekerja adalah :

$$\tau_g = \frac{787,79}{10 \times 5,86 \times 57,23} = 0,234 \text{ kg/mm}^2$$

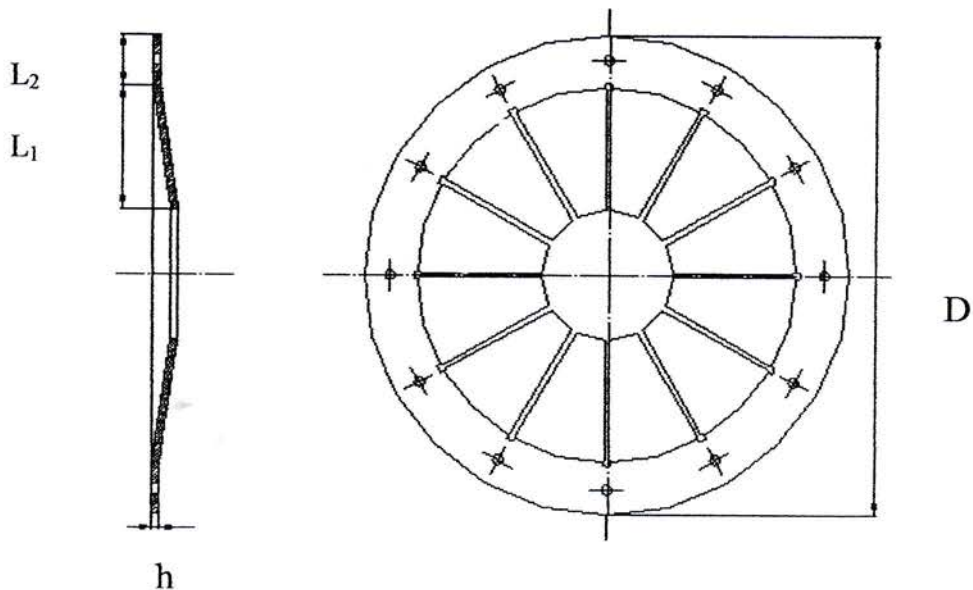
Dari perhitungan pada Bab 4 diperoleh tegangan geser izin untuk bahan S55C-D adalah $\tau_{gi} = 4,79 \text{ kg/mm}^2$, di mana harganya adalah jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan geser kerjanya, $\tau_g < \tau_{gi}$ sehingga naaf aman dari kegagalan akibat tegangan geser. Maka dapat disimpulkan bahwa naaf aman digunakan pada perancangan ini.

3.4 Perancangan Pegas Kejut

3.4.1 Pegas Matahari

Pegas matahari berfungsi untuk menarik plat penekan dalam arah menjauhi plat gesek untuk pemutusan hubungan. Hal ini akan menyebabkan plat gesek dalam keadaan bebas diantara plat penekan dan flyweel, sehingga daya dan putaran dari flyweel tidak lagi diteruskan ke poros yang digerakkan.

Prinsip kerja pegas matahari adalah tidak sama dengan pegas spiral, di mana terjadinya defleksi pada pegas ini adalah sama seperti sistem kantilever beam, yakni apabila gaya diberikan pada salah satu ujungnya.



Gambar 8. 1. Pegas Matahari

Keterangan:

D = diameter pegas

d = diameter penampang pegas

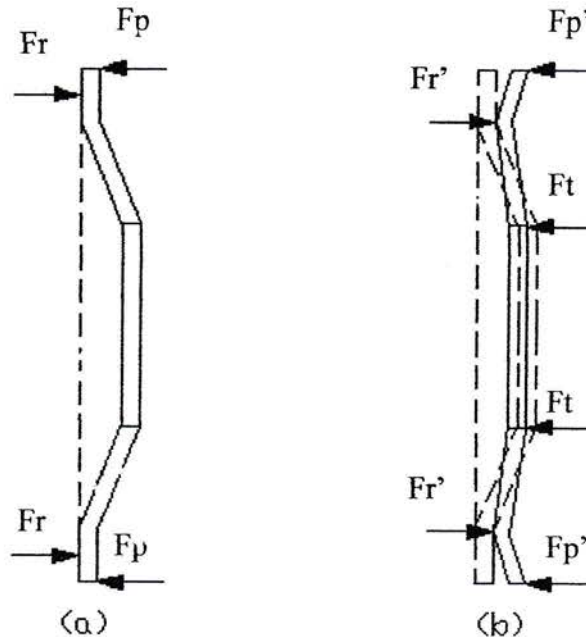
L_1 = panjang daun pegas

L_2 = panjang daerah pengungkit

8. 1. 1. Analisa Gaya

Ketika sensor memberikan sinyal ke CPU, dan diteruskan ke actuator, dan dari actuator akan diberikan perintah untuk menggerakkan bantalan pembebas yang akan menekan bagian dalam pegas matahari dan menarik plat penekan menjauhi flyweel.

Diagramnya adalah sebagai berikut :



Gambar 8. 2. Diagram gaya-gaya yang bekerja pada pegas

Gambar (a) : Pegas matahari beroperasi dalam keadaan normal (kopling dalam keadaan terhubung) dan daya yang bekerja pada pegas adalah gaya F_p yang berasal dari pegas itu sendiri yang diimbangi dengan gaya F_r yang dihasilkan oleh flyweel.

Gambar (b) : Bantalan pembebas menekan pegas dengan gaya F_t , di mana gaya ini akan menimbulkan reaksi F_r' dan menarik plat penekan dengan memberi gaya yang bealawanan arah dengan gaya dari pegas tekan sebesar F_p' .

Dengan menyesuaikan ukuran pegas matahari pada ukuran plat gesek yang telah dihitung pada bab 6, diperoleh hasil sebagai berikut :

$$L_1 = 47,31 \text{ mm}$$

$$L_2 = 24,58 \text{ mm}$$

$$\epsilon M = 0$$

$$F_p' \cdot L_2 - F_t \cdot L_1 = 0, \text{ maka } F_t = \frac{F_p' \cdot L_2}{L_1}$$

Di mana :

F_t = gaya tekan yang dikerjakan oleh bantalan pembebas (kg)

F_p' = gaya yang diperlukan untuk melawan gay tekan pegas yaitu $F_p' = 2F_p$

F_p = gaya yang menimbulkan tekanan pada plat gesek, dari perhitungan pada bab 6 diperoleh $F_p = 580,8 \text{ kg}$.

Maka $F_p' = 2 \times 580,8 = 1161,6 \text{ kg}$

Besar F_t diperoleh sebesar :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{1161,6 \times 24,58}{47,31} \\ &= 603,51 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Gaya yang menekan masing-masing daun pegas adalah :

$$F_t = \frac{F_t}{n}$$

Di mana n adalah jumlah daun pegas yakni 12 buah, sehingga :

$$F_t = \frac{603,51}{12} = 50,29 \text{ kg.}$$

8. 1. 2. Pemilihan Bahan

Untuk pegas matahari dipilih kawat baja, dengan kekuatan $\sigma = 1500 \text{ kg/mm}^2$, sedangkan modulus elastisitasnya $E = 207 \text{ Gpa}$. Bahan ini cocok karena kekuatan tarik dan modulus elastisitasnya yang tinggi sehingga pegas tidak akan mengalami deformasi plastis ataupun fracture pada saat mengalami beban yang diberikan bantalan pembebas.

a. Penentuan Ukuran

Defleksi δ_1 dari pegas matahari diperoleh dari :

$$\delta_1 = \frac{L_1 \cdot \delta_2}{L_2}$$

Dengan δ_2 merupakan jarak pindah antara plat gesek dengan plat penekan saat kopling tidak terhubung. Jarak ini direncanakan sejauh 5 mm, supaya proses penghubungan lebih cepat.

Sehingga defleksi δ_1 adalah :

$$\delta_1 = \frac{47,31 \times 6}{24,58} = 10 \text{ mm.}$$

Dan tebal pegas matahari diperoleh dari :

$$h^4 = \frac{F_t \cdot L_1}{2E \cdot \delta_1}$$

di mana : h = tebal pegas matahari (mm)

F_t = gaya tekan tiap daun pegas matahari, sebesar 50,29 kg

δ_1 = 10 mm

Maka diperoleh harga tebal pegas matahari minimal :

$$h^4 = \frac{50,29 \times 47,31}{2 \times 207 \times 10^9 \times 10} = 0,004868 \text{ m}$$

$$h = 4,868 \text{ mm}$$

dan direncanakan tebal pegasnya adalah 3,6 mm sehingga lebarnya dapat dihitung

$$b = 4h$$

$$= 4 \times 4,868$$

$$= 19,472 \text{ mm.}$$

b. Pemeriksaan Kekuatan Pegas

Tegangan lengkung yang terjadi pada pegas matahari dapat diperoleh dari :

$$\sigma_t = \frac{6 \times F_t \times L_2}{bh^2}$$

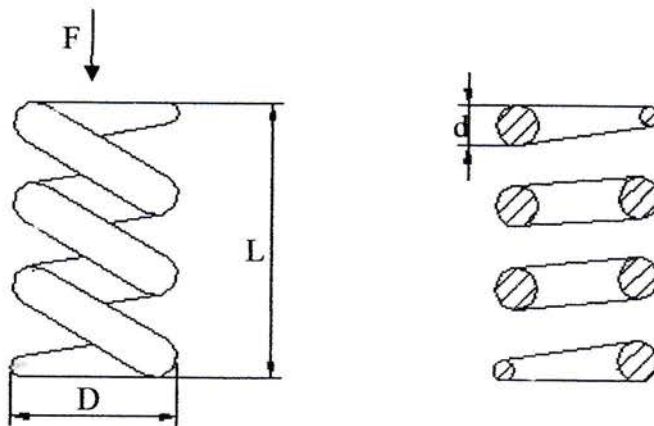
$$\sigma_t = \frac{6 \times 50,29 \times 24,58}{19,472 \times 4,868^2}$$

$$\sigma_t = 16,07 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan di atas terlihat bahwa $\sigma_t < \sigma$, maka pegas matahari ini aman digunakan untuk perancangan ini, khususnya dari tegangan tarik.

3.4.2 Pegas Kejut

Perancangan pegas kejut biasanya berhubungan dengan gaya, momen torsi, defleksi dan tegangan yang dialami oleh pegas. Pegas kejut banyak kegunaannya dalam konstruksi mesin, yakni sebagai pengontrol getaran. Khusus pada perancangan ini, pegas kejut digunakan untuk meredam kejutan pada saat penyambungan.



Gambar 8. 3. Pegas Kejut

8. 2. 1. Analisa Gaya

Besar gaya tekan yang harus diberikan oleh tiap pegas adalah :

$$F = \frac{(Z_p \times A)}{n}$$

Di mana : F = gaya tekan tiap pegas (kg)

Z_p = tekanan rata-rata pada bidang pegas adalah 0,53 dari bab 5

A = luas rata-rata bidang tekan, untuk pegas besarnya 1 mm^2

n = jumlah pegas, direncanakan 4 buah.

Maka :

$$F = \frac{0,53 \times 1}{4}$$

$$= 0,1325 \text{ kg.}$$

8. 2. 2. Pemilihan Bahan

Untuk bahan pegas tetap dipilih baja karbon jenis SUS 302 dengan kekuatan tarik mulur (tensile yield strenght) dengan $\delta_y = 0,622 \text{ kg/mm}^2$. Maka kekuatan geser mulurnya (shear yield strenght) adalah :

$$\delta_{ys} = 0,577 \cdot \delta_y$$

$$= 0,577 \cdot 0,622$$

$$= 0,36 \text{ kg/mm}^2.$$

8. 2. 3. Analisa Gaya

Tegangan geser yang bekerja pada tiap pegas adalah :

$$Z = \frac{8 \times c \times k \times f}{\pi d^2}$$

Di mana :

Z = tegangan geser tiap pegas (kg/mm^2)

c = indeks pegas, dalam perancangan ini dipilih 2

k = faktor tegangan wahl, yaitu :

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

$$= \frac{4,2 - 1}{4,2 - 4} + \frac{0,615}{2} = \approx 2,06$$

F = gaya tekan tiap pegas (kg)

d = diameter penampang pegas (mm)

Sehingga:

$$Z = \frac{8 \times 2 \times 2,06 \times 0,1325}{3,14d^2} \quad Z = \frac{1,37}{d^2}$$

8. 2. 4. Penentuan Ukuran

Agar pegas aman terhadap tegangan geser, maka tegangan geser izin harus lebih besar atau sama dengan tegangan geser yang timbul.

$$\text{Maka : } \frac{1,37}{d^2} \leq 0,622$$

$$d \geq 1,5 \text{ mm.}$$

Dalam perancangan ini diameter penampang pegas dipilih $d = 3 \text{ mm}$, sehingga diameter pegas adalah :

$$\begin{aligned} D &= c \cdot d \\ &= 3 \cdot 3 \\ &= 9 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Panjang pegas pada saat pembebanan maximum adalah :

$$L = (i + 1,5) d$$

Di mana :

L = panjang pegas pada pembebanan maximum (mm)

i = jumlah lilitan pegas (4 lilitan)

D = diameter penampang pegas (mm).

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} L &= (4 + 1,5) 3 \\ &= 16,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Sedangkan panjang pegas pada operasi normal adalah :

$$L_0 = L + i (h-d)$$

Di mana : L_0 = panjang pegas pada operasi normal (mm)

L = panjang pegas pada pembebanan maximum (mm)

h = $D/3 = 4/3 = 1,33 \text{ mm}$

i = jumlah lilitan pegas (dipilih 4 lilitan)

d = diameter penampang pegas (mm)

$$\text{Maka : } L_0 = 16,5 + 4 (1,33 - 3) = 9,82 \text{ mm}$$

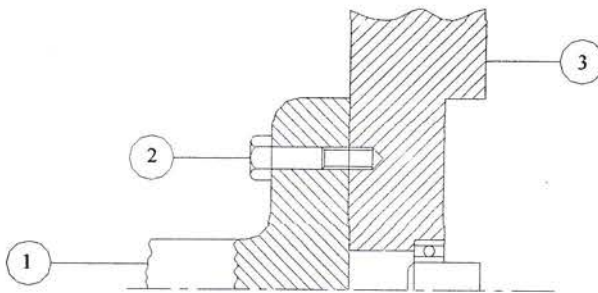
Diambil 10 mm.

3.5 Perancangan Baut

Pada kontruksi kopling Toyota Vios ini, digunakan 3 jenis baut pengikat yaitu :

1. baut pengikat poros penggerak dengan flywell
2. baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan
3. baut pengikat penutup kopling (housing).

3.5.1 Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell



Gambar 9. 1. Baut Pengikat Poros Penggerak Dengan Flywell

Keterangan :

1. poros penggerak
2. baut pengikat poros dengan flywell
3. flywell

Dalam ikatan poros penggerak dengan flywell ini digunakan 6 buah baut. Perancangan ini meliputi analisa gaya, tegangan, pemilihan bahan dan ukuran baut.

a. Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada setiap baut adalah gaya geser yang besarnya adalah

$$: F_1 = \frac{Mp}{n_1 r_1}$$

Di mana : F_1 = gaya yang bekerja pada baut (kg)

n_1 = jumlah baut (6 buah)

$r_1 =$ jarak sumbu baut ke sumbu poros (direncanakan 25 mm)

Maka :

$$F_1 = \frac{13392,5}{6 \times 65} = 34,339 \text{ kg}$$

b. Analisa Tegangan

Terjadi tegangan geser pada baut yang besarnya adalah :

$$\tau_1 = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

Di mana :

$d_1 =$ diameter baut (mm)

$\tau_1 =$ tegangan geser yang bekerja (kg/mm^2)

Sehingga diperoleh :

$$\tau_1 = \frac{36,54}{\frac{3,14}{4} d_1^2} = \frac{46,54}{d_1^2}$$

c. Pemilihan Bahan

Bahan untuk baut ini dipilih baja type SAE/AISI 1010 dirol panas dengan kekuatan tarik $S_y = 1,83 \text{ kg}/\text{mm}^2$, maka kekuatan geser mulurnya adalah :

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,06 \text{ kg}/\text{mm}^2 \end{aligned}$$

d. Penentuan Ukuran

Ukuran baut dapat dipilih, asalkan memenuhi syarat berikut :

$$\tau_{ijin} \leq S_{ys}$$

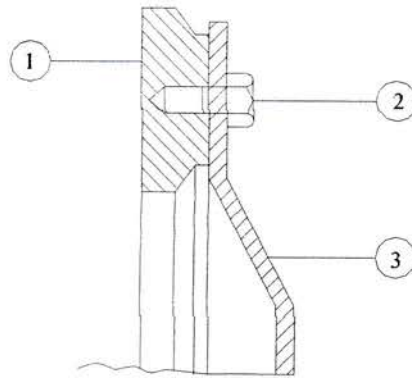
$$\frac{46,54}{d_1^2} \leq 1,06$$

$$d_1^2 \geq 43,9 \text{ mm.}$$

$$d_1^2 \geq 6,62 \text{ mm.}$$

Dalam perancangan ini diameter bautnya dipilih 8 mm.

3.5.2 Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan



Gambar 9. 2. Baut Pengikat Pegas Matahari Dengan Plat Penekan

Keterangan :

1. plat penekan
2. pengikat pegas matahari dengan plat penekan
3. pegas matahari

Untuk ikatan antara pegas matahari dengan plat penekan disesuaikan dengan jumlah daun pegasnya, yaitu 6 buah. Perancangan ini dilakukan dengan memperhatikan hal-hal seperti analisa gaya untuk gaya geser dan tarik, pemilihan bahan dan penentuan ukuran baut.

a. Analisa Gaya

Gaya yang bekerja pada baut ini adalah gaya geser akibat momen puntir dan gaya tarik akibat pegas matahari terhadap plat penekan, di mana besarnya adalah :

$$F_{g2} = \frac{Mp}{n_2 \cdot r_2}$$

$$F_{t2} = \frac{F_p^1}{n_2}$$

F_{g2} = gaya gesek yang bekerja pada tiap baut (kg)

F_{t2} = gaya tarik yang bekerja pada tiap baut (kg)

F_p^1 = gaya yang diperlukan untuk melawan pegas (dari bab 8 besarnya 5,541 kg)

n_2 = jumlah baut yang digunakan yaitu 6 buah

r_2 = jarak sumbu baut ke sumbu poros (direncanakan 206 mm)

Dengan memasukkan harga-harga diatas diperoleh :

$$F_{g2} = \frac{13392,5}{6 \times 206} = 10,83 = 11 \text{ kg}$$

$$F_{t2} = \frac{5,541}{4} = 1,38525 \text{ kg}$$

b. Analisa Tegangan

Tegangan geser dan tegangan tarik pada baut ini adalah :

$$\tau_2 = \frac{F_{g2}}{\frac{\pi}{4} d_2^2} = \frac{11,53}{\frac{3,14}{4} d_2^2} = \frac{14,68}{d_2^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{F_{t2}}{\frac{\pi}{4} d_2^2} = \frac{1,38525}{\frac{3,14}{4} d_2^2} = \frac{1,8}{d_2^2}$$

c. Pemilihan Bahan

Bahan untuk baut ini adalah sama dengan paku keling yaitu jenis baja type SAE/AISI 1010 yang dirol panas dengan kekuatan tarik $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$ maka kekuatan geser mulurnya adalah :

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 \cdot S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,06 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Penentuan Ukuran

Untuk memastikan baut harus dipenuhi syarat berikut :

- Untuk Tegangan Geser

$$\tau \leq \text{Sys}$$

$$\frac{14,68}{d_2^2} \leq 1,06$$

$$d_2^2 \geq 13,84$$

$$d_2 \geq 3,72 \text{ mm.}$$

- Untuk Tegangan Tarik

$$\sigma_2 \leq \text{Sys}$$

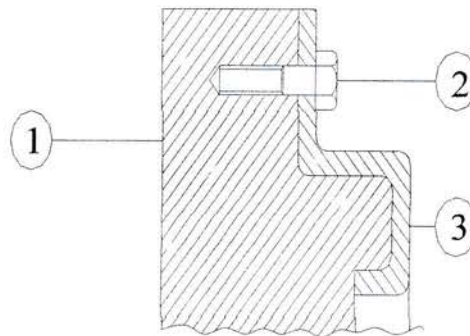
$$\frac{1,8}{d_2^2} \leq 1,06$$

$$d_2^2 \geq 1,69$$

$$d_2 \geq 1,31 \text{ mm.}$$

Maka diameter baut dipilih dengan ukuran 6 mm.

3.5.3 Baut Pengikat Penutup Kopling



Gambar 9. 3. Baut Pengikat Penutup Kopling

Keterangan:

1. baut pengikat penutup kopling

2. penutup kopling
3. flywell

Untuk memberikan keamanan antara flywell dengan rumah kopling, maka diberikan pengikatan yang baik dengan menggunakan baut sebanyak 6 buah.

Dalam perancangan ini perlu diperhatikan hal-hal berikut :

a. Analisa Gaya

Terdapat gaya geser untuk tiap baut sebesar :

$$F_3 = \frac{Mp}{n_3 \cdot r_3}$$

Dengan n_3 adalah jumlah baut yaitu 6 buah dan r_3 adalah jarak antara sumbu baut dengan sumbu poros yang disesuaikan 140 mm.

Sehingga :

$$F_3 = \frac{13392,5}{6 \times 140} = 15,94 \text{ kg.}$$

b. Analisa Tegangan

Tegangan yang terjadi pada baut adalah :

$$\tau_3 = \frac{F_3}{\frac{\pi}{4} d_3^2} = \frac{15,94}{\frac{3,14}{4} d_3^2} = \frac{20,30}{d_3^2}$$

c. Pemilihan Bahan

Bahan untuk baut ini dipilih sama dengan bahan baut sebelumnya, yakni baja type SAE/AISI 1010 yang dirol panas dengan kekuatan tarik $S_y = 1,83 \text{ kg/mm}^2$ dengan kekuatan geser mulurnya adalah :

$$\begin{aligned} S_{ys} &= 0,577 S_y \\ &= 0,577 \cdot 1,83 \\ &= 1,06 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Penentuan Ukuran

Untuk menentukan ukuran baut yang aman pada perancangan ini, maka harus dipenuhi syarat-syarat berikut :

$$\tau_{ijin} \leq S_{ys}$$

$$\frac{20,30}{d_3^2} \leq 1,06$$

$$d_3^2 \geq 20,37$$

$$d_3 \geq 4,51 \text{ mm.}$$

Dalam perancangan ini diameter baut dipilih sebesar 7 m

3.6 Perancangan Bantalan

Bantalan atau bearing adalah elemen mesin yang digunakan untuk mendukung dua elemen mesin lain yang saling bergerak satu sama lain.

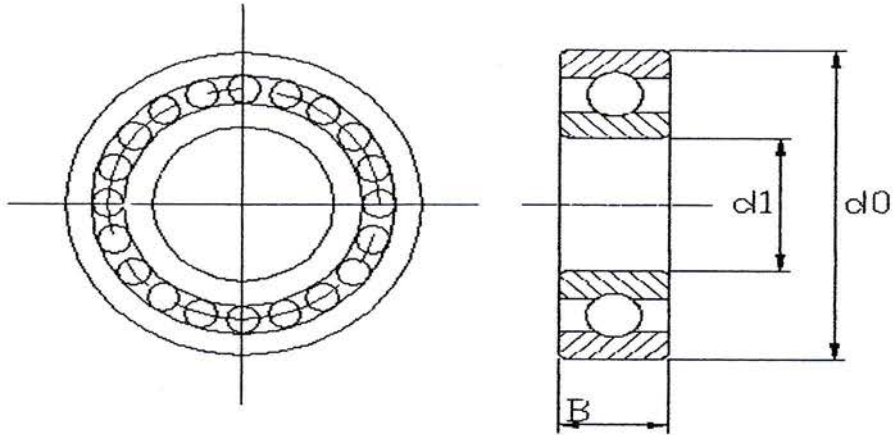
Pada perancangan kopling “ Toyots Vios” seperti ini, digunakan dua jenis bantalan, yaitu :

1. bantalan pendukung poros, berupa bantalan radial untuk menahan poros pada tempatnya.
2. bantalan pembebas (release bearing), berupa bantalan roda aksial untuk menekan pegas matahari.

3.6.1 Bantalan Pendukung Poros

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros adalah bantalan roda radial bealur dalam baris tunggal (single row deep groove ball bearing), sebanyak dua buah yang diposisikan pada kedua ujung poros.

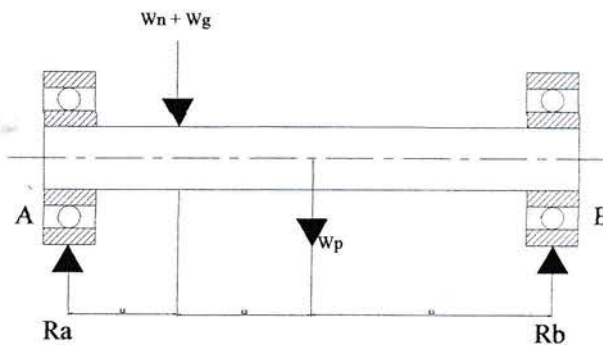
Sketsa bantalan pendukung poros serta yang berhubungan ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 10.1. Bantalan Pendukung Poros

10. 1. 1. Analisa Gaya

dengan benda bebas untuk gaya-gaya yang bekerja pada poros dan kedua bantalan pendukung adalah sebagai berikut :



Gambar 10.2. Analisa Gaya Pada Bantalan Pendukung Poros

Keterangan :

W_n = berat naaf

$W_n = \rho_N \cdot V_N$

R_A = gaya reaksi pada bantalan A

R_B = gaya reaksi pada bantalan Biaya

$L_1 = 43,75$ mm

$$L_2 = 43,75 \text{ mm}$$

$$L_3 = 87,5 \text{ mm}$$

Di mana ρ_N adalah massa jenis bahan naaf, yakni untuk baja S55C-D adalah $7,8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^2$.

$$V_N = \frac{\pi}{4} \cdot (D_N^2 - d_N^2) \cdot L_N$$

Di mana :

$$D_N = \text{diameter luar naaf} = 37,57 \text{ mm (dari bab 5)}$$

$$d_N = \text{diameter dalam naaf} = 30,44 \text{ mm (dari bab 5)}$$

$$L_N = \text{panjang naaf} = 57,23 \text{ mm (dari bab 5)}$$

Maka :

$$\begin{aligned} V_N &= \frac{\pi}{4} \cdot (37,57^2 - 30,44^2) \cdot 57,23 \\ &= 21784,9 \text{ mm}^3. \end{aligned}$$

Maka berat naaf adalah :

$$\begin{aligned} W_N &= 7,8 \times 10^{-6} \cdot 21784,9 \\ &= 0,17 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Di mana :

$$W_g = \text{berat plat gesek}$$

$$W_g = (\rho_L \cdot V_L) + (\rho_g \cdot V_g)$$

Di mana :

ρ_L = massa jenis lingkar pembawa, untuk bahan besi cor adalah $7,2 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$.

V_L = volume lingkar pembawa

$$V_L = \frac{\pi}{4} \cdot (D_L^2 - d_L^2) \cdot b_L$$

Di mana :

$$D_L = \text{diameter lingkar pembawa} = 220 \text{ mm}$$

$$d_L = \text{diameter dalam lingkar pembawa} = 70 \text{ mm}$$

$$b_L = \text{tebal lingkar pembawa} = 3 \text{ mm.}$$

Maka :

$$V_L = \frac{3,14}{4} \cdot (220^2 - 70^2) \cdot 3$$

$$= 102442,5 \text{ mm}^3.$$

ρ_g = massa jenis lempengan gesek, untuk bahan asbes adalah $3,4 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

V_g = volume lempeng gesek

$$V_g = \frac{\pi}{4} (D_g^2 - d_g^2) \cdot b_g$$

D_g = diameter luar plat gesek = 220 mm (dari bab 6)

d_g = diameter dalam plat gesek = 154 mm (dari bab 6)

b_g = tebal lempeng gesek = 21 mm (dari bab 6)

Maka :

$$V_g = \frac{\pi}{4} \cdot (220^2 - 154^2) \cdot 21$$

$$= 406915,74 \text{ mm}^2$$

Berat plat gesek adalah :

$$W_g = (7,2 \times 10^{-6} \cdot 102442,5) + (3,4 \times 10^{-6} \cdot 406915,74)$$

$$= 2,12 \text{ kg.}$$

Berat poros adalah :

$$W_p = \rho_p \cdot V_p$$

Di mana :

ρ_p = massa jenis bahan poros, untuk baja S55C-D adalah $7,8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

V_p = volume poros

$$V_p = \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2 \cdot L_p$$

Untuk : d_p = diameter poros = 30 mm

L_p = panjang poros = 175 mm.

Maka :

$$V_p = \frac{\pi}{4} (30^2 \times 175) = 123637,5 \text{ mm}^3.$$

$$W_p = 7,8 \times 10^{-6} \cdot 123637,5 = 0,964 \text{ kg.}$$

Dari kesetimbangan statik, diperoleh :

$$\epsilon M_A = 0$$

$$R_B (L_1 + L_2 + L_3) - W_p(L_1 + L_2) - (W_N + W_G)L_1 = 0$$

$$R_B (175) - 0,964 (87,5) - (0,17 + 2,12) 43,75 = 0$$

$$175R_b = 177,135$$

$$R_b = 1,0122 \text{ kg.}$$

$$\epsilon F_y = 0$$

$$R_A + R_B - (W_N + W_g) - W_p = 0$$

$$R_A + 1,0122 - (0,17 + 2,12) - 0,964$$

$$R_A = 2,0722 \text{ kg.}$$

Dari kedua gaya reaksi R_A dan R_B diambil harga terbesar sebagai resultan gaya radial F_r untuk keamanan konstruksi.

$$F_r = R_A = 2,0722 \text{ kg}$$

Sedangkan resultan gaya aksial adalah :

$$F_A = 0 \text{ kg.}$$

b. Penentuan Beban Ekuivalen Statik dan Dinamik

Beban ekuivalen statik diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Atau

$$P_0 = F_r$$

Di mana :

P_0 = beban ekuivalen statik (kg)

X_0 = faktor radial

Y_0 = faktor aksial

F_a = gaya aksial, untuk bantalan pendukung poros ini adalah = 0.

X_0 diambil 0,6 karena akan ada gaya radial yang bekerja sehingga diambil faktor tersebut dan Y_0 untuk bantalan radial beralur dalam baris tunggal adalah 0,5.

Maka :

$$P_0 = (0,6 \times 2,0722) - (0,5 \times 0) = 1,6332 \text{ kg.}$$

Maka yang diambil adalah yang terbesar yaitu 1,67 kg.

Untuk beban ekuivalen dinamik diperoleh :

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y F_a$$

Di mana :

P = beban ekuivalen dinamik (kg)

x = faktor radial, untuk roda radial beralur dalam baris tunggal adalah 0,6.

v = viskositas = 1

Sehingga :

$$P = (0,6 \times 1 \times 2,0722) + (0,5 \times 0,0722) = 1,27952 \text{ kg.}$$

c. Penentuan Basic Statik Load Rating dan Dinamik Load Rating

Besar statik load rating adalah sebanding dengan beban ekuivalen statik, sehingga : $C_0 = P_0$

Sedangkan untuk basik dinamik load rating dapat diperoleh dari :

$$C = P \times L^{1/3}$$

Di mana :

C = basic dinamik load rating (kg)

P = beban ekuivalen dinamik yaitu 0,789 kg

L = umur bantalan yang direncanakan dalam juta putaran, direncanakan 5000 juta putaran.

Maka :

$$\begin{aligned} C &= (0,789 \times 5000)^{1/3} \\ &= 15,8 \text{ kg.} \end{aligned}$$

d. Pemilihan Bantalan

Dari perhitungan di atas dan dari data-data pada bab-bab sebelumnya, maka bantalan yang direncanakan harus memenuhi syarat-syarat berikut :

Diameter lubang (d)	: 30 mm
Basic statik load rating	: 2,0722 kg
Basic dinamik load rating	: 143,58 kg

Kecepatan putaran maximum (n) : ≥ 6000 rpm.

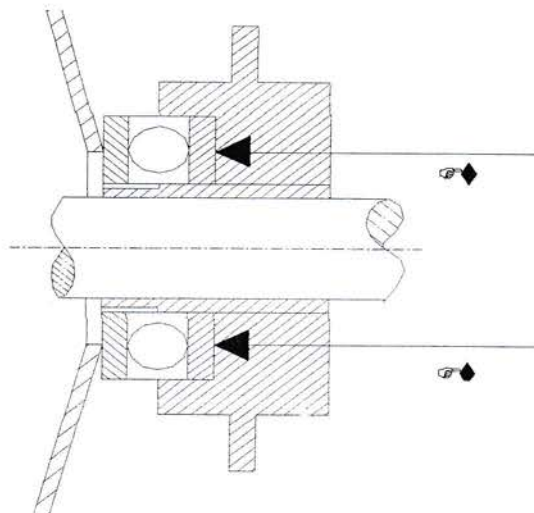
Dari tabel (literatur) diperoleh jenis yang cocok adalah tipe 6006 dengan data sebagai berikut :

Diameter luar (D)	: 62 mm
Diameter lubang (d)	: 30 mm
Basic statik load rating (C_0)	: 1030 kg
Lebar (b)	: 14 mm
Basic dinamik load rating (C)	: 740 kg
Kecepatan putaran maximum (n)	: 10000 rpm

(Sumber , Sularso, “Dasar-Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin “)

3.6.2 Bantalan Pembebas

Bantalan yang digunakan sebagai bantalan pembebas (release bearing) adalah bantalan roda aksial satu arah dengan bidang rata (single direction thrust ball bearing with flat back face). Diagram bebas dari bantalan ini yang digunakan pada konstruksi yang dirancang adalah seperti gambar berikut :



Gambar 10. 4. Bantalan Pembebas

a. *Bantalan Pembebas*

Penjumlahan gaya yang bekerja dalam arah aksial dan radial adalah :

$$F_0 = F_T = 4,85 \text{ kg}$$

F_T = gaya tekan yang diteruskan yaitu 4,85 kg (dari bab 8).

b. *Penentuan Beban Ekivalen Statik dan Dinamik*

Beban ekivalen statik dapat diperoleh dari :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Atau

$$P_0 = F_r$$

Dengan mengambil faktor radial $X_0 = 0,5$ dan faktor aksial $Y_0 = 0,26$ karena beban aksial maupun radial adalah relatif kecil.

Maka :

$$\begin{aligned} P_0 &= 0,5 \cdot 0 + 0,26 \cdot 4,58 \\ &= 2,748 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Atau

$$P_0 = 0$$

Yang diambil adalah $P_0 = 2,748 \text{ kg}$.

Sedangkan beban ekivalen dinamik diperoleh dari :

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

Dengan :

X = faktor radial, untuk bantalan ini = 0,6

Y = faktor aksial, untuk bantalan ini = 1,4

V = viskosotas = 1

Sehingga besar P adalah :

$$\begin{aligned} P &= (0,6 \cdot 0 \cdot 1) + (1,4 \cdot 4,58) \\ &= 6,412 \text{ kg} \end{aligned}$$

c. *Penentuan Basic Statik Load Rating dan Basic Dynamik Load Rating*

Basic static load rating diperoleh :

$$C_0 = P_0$$

$$= 2,748 \text{ kg}$$

Umur bantalan direncanakan 5000 juta putaran, maka basic dynamik load rating adalah :

$$\begin{aligned} C &= P \cdot L^{1/3} \\ &= 2,748 \cdot (5000)^{1/3} \\ &= 46,98 \text{ kg} \end{aligned}$$

d. Pemilihan Bantalan

Dari perhitungan di atas maka bantalan untuk rancangan harus memenuhi syarat-syarat berikut :

Diameter lubang (d)	: 30 mm
Basic static load rating (C_0)	: 2,748 kg
Basic dynamik load rating (C)	: 46,98 kg
Kecepatan putaran maximum (n)	: 6000 rpm.

Dari tabel atau literatur disesuaikan bahwa bantalan yang cocok adalah type 6007 :

Diameter luar (D)	: 62 mm
Diameter dalam (d)	: 35 mm
Lebar (b)	: 14 mm
Basic statik load rating (C_0)	: 915 kg
Basic dynamik load rating (C)	: 1250 kg
Kecepatan putaran maximum (n)	: 10000 kg.

BAB IV

KESIMPULAN

Sebagai penutup diberikan kesimpulan dan ringkasan dari elemen-elemen mesin yang terdapat pada konstruksi kopling toyota Vios sesuai dengan perhitungan / perancangan pada bab-bab sebelumnya.

1. Poros Transmisi

Daya : $N = 104 \text{ PS}$

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

Diameter: $d_p = 30 \text{ mm}$

Bahan : baja S55C-D

2. Spline

Diameter luar: $D = 37,04 \text{ mm}$

Diameter dalam: $d = 30 \text{ mm}$

Tinggi: $h = 3,57 \text{ mm}$

Lebar : $L = 56,5 \text{ mm}$

Bahan : baja S55C-D

3. Naaf

Diameter luar: $D = 37,57 \text{ mm}$

Diameter dalam: $d = 30,44 \text{ mm}$

Tinggi: $h = 3,63 \text{ mm}$

Lebar : $L = 57,23 \text{ mm}$

Bahan : baja S55C-D

4. Plat Gesek

Diameter luar: $D = 220 \text{ mm}$

Diameter dalam: $d = 154 \text{ mm}$

Lebar : $b = 33 \text{ mm}$

Tebal : $a = 21 \text{ mm}$

Bahan : Asbes dan besi cor

5. Paku Keling

a. Untuk sambungan lempengan gesek dengan lingkaran pembawa

- Diameter: $d_1 = 4 \text{ mm}$

- Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas

b. Untuk sambungan lingkaran pembawa dengan plat pembawa

- Diameter: $d_2 = 6 \text{ mm}$

- Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas

c. Untuk sambungan plat pembawa dengan naaf

- Diameter: $d_3 = 8 \text{ mm}$

- Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas

6. Pegas

a. Pegas tekan

- Diameter pegas: $D = 9 \text{ mm}$

- Diameter penampang pegas: $d = 3 \text{ mm}$

- Panjang pegas pada operasi normal: $L_0 = 10 \text{ mm}$

- Panjang pegas pada pembebanan max: $L = 16 \text{ mm}$

- Bahan: baja karbon tempa SF 40

b. Pegas Matahari

- Panjang daun pegas: $L_1 = 47 \text{ mm}$

- Panjang daerah pungguk: $L_2 = 25 \text{ mm}$

- Tebal pegas matahari: $h = 4,868 \text{ mm}$

- Lebar daun pegas: $b = 19,472 \text{ mm}$

- Bahan: kawat baja tipis

7. Baut

- a. Baut pengikat poros penggerak dengan flywheel
 - Diameter: $d_1 = 8 \text{ mm}$
 - Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas
- b. Baut pengikat pegas matahari dengan plat penekan
 - Diameter: $d_2 = 6 \text{ mm}$
 - Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas
- c. Baut pengikat flywheel dengan penutup kopling
 - Diameter: $d_3 = 7 \text{ mm}$
 - Bahan: baja SAE/AISI 1010 dirol panas

8. Bantalan

- a. Bantalan pendukung poros
 - Type: bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal
 - Nomor ser: 6006
 - Diameter luar: $D = 62 \text{ mm}$
 - Diameter lubang: $d = 30 \text{ mm}$
 - Basic static load rating: $C_0 = 1030 \text{ kg}$
 - Basic dinamic load rating: $C = 1030 \text{ kg}$
 - Kecepatan putaran maximum: $n = 10000 \text{ rpm}$
- b. Bantalan pembebas
 - Type: bantalan bola aksial satu arah dengan bidang rata
 - Nomor seri: A-SD 3020
 - Diameter luar: 62 mm
 - Diameter lubang: 30 mm
 - Lebar: $b = 14 \text{ mm}$
 - Basic static load rating: $C_0 = 840 \text{ kg}$
 - Basic dinamic load rating: $C = 1030 \text{ kg}$
 - Kecepatan putaran maximum: $n = 10000 \text{ rpm}$

DAFTAR PUSTAKA

1. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, dan Gandhi Harahap (penterjemah) , *Perencanaan Teknik Mesin*, Edisi Keempat, Jilid 1, Erlangga, Jakarta, 1991
2. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, dan Gandhi Harahap (penterjemah) , *Perencanaan Teknik Mesin*, Edisi Keempat, Jilid 2, Erlangga, Jakarta, 1991
3. Sularso dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1994
4. Robert L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*, Prentice Hall, New Jersey, 1996
5. Creamer, *Machine Design*, Third Edition, McGraw-Hill, New York, 1986
6. Ferdinand P. Beer dan E. Russell Johnston. Jr, *Mekanika Untuk Insinyur: Statika*, Edisi Keempat, Erlangga, Jakarta, 1996
7. James Mangroves, Gere, Stephen P. Timoshenko, dan Hans J. Wospakrik (penterjemah), *Mekanika Bahan*, Edisi Kedua, Versi SI, Jilid 1, Erlangga, Jakarta, 1996