

Diktat Elemen Mesin

**Disusun oleh:
Agustinus Purna Irawan**

**Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Tarumanagara
Agustus 2009**

KATA PENGANTAR

Dalam proses pembelajaran mata kuliah Elemen Mesin, mahasiswa diharapkan mampu memahami secara teoretik dan proses perhitungan sesuai kebutuhan dalam desain elemen mesin.

Mahasiswa membutuhkan panduan untuk proses pembelajaran, yang merupakan gandingan antara teoretik dan desain serta pemilihan elemen mesin sesuai dengan kondisi standar produk dari elemen mesin tersebut. Diktat elemen mesin ini merupakan edisi revisi, yang disusun dengan tujuan agar para mahasiswa yang sedang belajar elemen mesin mempunyai acuan yang dapat digunakan untuk menambah wawasan mereka baik secara teoretik maupun dalam desain.

Urutan penyajian bab demi bab dalam diktat ini disusun berdasarkan rencana pembelajaran mata kuliah elemen mesin dalam satu semester. Setiap bab telah dilengkapi dengan contoh elemen mesin, persamaan dasar, contoh perhitungan dan soal latihan yang dapat dimanfaatkan sebagai sarana refleksi terhadap hasil pembelajaran pada setiap pertemuan tatap muka.

Harapan penulis, diktat ini dapat membantu mahasiswa dalam mempelajari elemen mesin dengan baik, sehingga terjadi peningkatan pemahaman oleh mahasiswa bersangkutan. Kritik dan saran perbaikan sangat diharapkan dari pembaca, sehingga diktat ini menjadi lebih baik.

Selamat membaca.

Jakarta, Agustus 2009

Penulis

DAFTAR ISI

Kata pengantar	ii
Daftar Isi	iii
Rencana Pembelajaran	iv
Referensi	v
Bab 1 Pendahuluan	1
Bab 2 Beban, Tegangan dan Faktor Keamanan	6
Bab 3 Sambungan Paku Keling	16
Bab 4 Sambungan Las	25
Bab 5 Sambungan Mur Baut	33
Bab 6 Desain Poros	45
Bab 7 Desain Pasak	56
Bab 8 Kopling Tetap	61
Bab 9 Kopling Tidak Tetap	69
Bab 10 Rem	80
Bab 11 Bantalan	95
Bab 12 Dasar Sistem Transmisi Roda Gigi	113
Daftar Pustaka	124

Rencana Pembelajaran Elemen Mesin

Tujuan Pembelajaran:

Setelah mempelajari matakuliah ini, mahasiswa diharapkan mampu menerapkan prinsip dasar dari elemen mesin meliputi cara kerja, perancangan dan perhitungan kekuatan berdasarkan tegangan, bahan, dan faktor pengaman, dan pemilihan komponen sesuai standar yang berlaku internasional.

Kisis-kisi materi

1. Pendahuluan
2. Beban, tegangan dan faktor keamanan
3. Sambungan paku keling
4. Sambungan Las
5. Sambungan mur baut
6. Desain Poros
7. Review materi UTS
8. UTS
9. Desain Pasak
10. Kopling Tetap
11. Kopling Tidak Tetap
12. Rem
13. Bantalan
14. Dasar Sistem Transmisi Roda Gigi
15. Review Materi UAS
16. UAS

Sistem Penilaian

1. Tugas/PR/Kuis/Presentasi
2. UTS
3. UAS

Referensi

1. Beer, Ferdinand P. E. Russell Johnston, Jr. *Mechanics of Materials*. Second Edition. McGraw-Hill Book Co. Singapore. 1985.
2. Beer, Ferdinand P., E. Russell Johnston. *Vector Mechanics for Engineers : STATICS*. 2nd edition. McGraw Hill. New York. 1994.
3. El Nashie M. S. *Stress, Stability and Chaos in Structural Analysis : An Energy Approach*. McGraw-Hill Book Co. London. 1990.
4. Ghali. A. M. Neville. *Structural Analysis. An Unified Classical and Matrix Approach*. Third Edition. Chapman and Hall. New York. 1989.
5. Khurmi, R.S. J.K. Gupta. *A Textbook of Machine Design*. S.I. Units. Eurasia Publishing House (Pvt) Ltd. New Delhi. 2004.
6. Khurmi, R.S. *Strenght Of Materials*. S. Chand & Company Ltd. New Delhi. 2001.
7. Popov, E.P. *Mekanika Teknik*. Terjemahan Zainul Astamar. Penerbit Erlangga. Jakarta. 1984.
8. Shigly, Joseph Edward. *Mechanical Engineering Design*. Fifth Edition. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.
9. Singer, Ferdinand L. *Kekuatan Bahan*. Terjemahan Darwin Sebayang. Penerbit Erlangga. Jakarta. 1995.
10. Spiegel, Leonard, George F. Limbrunner, *Applied Statics And Strength Of Materials*. 2nd edition. Merrill Publishing Company. New York. 1994.
11. Spotts, M.F. (1981) *Design of machine elements*. Fifth Edition. New Delhi : Prentice-Hall of India Private Limited.
12. Sularso. (2000) *Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
13. Timoshenko, S.,D.H. Young. *Mekanika Teknik*. Terjemahan, edisi ke-4, Penerbit Erlangga. Jakarta. 1996.
14. Yunus A. Cengel, Michael A Boles. *Thermodynamics an engineering approach*. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.
15. www.google.com/gambar.

BAB 1

PENDAHULUAN

Elemen mesin merupakan ilmu yang mempelajari bagian-bagian mesin dilihat antara lain dari sisi bentuk komponen, cara kerja, cara perancangan dan perhitungan kekuatan dari komponen tersebut.

Dasar-dasar yang diperlukan untuk dapat mempelajari dan mengerti tentang elemen mesin dan permasalahannya antara lain berkaitan dengan :

- Sistem gaya
- Tegangan dan regangan
- Pengetahuan bahan
- Gambar teknik
- Proses produksi

Sebagai contoh :

dari gambar mobil di bawah ini, dapatkan diidentifikasi elemen mesin apa saja yang membentuk satu unit mobil secara keseluruhan ?



Mesin

- Gabungan dari berbagai elemen mesin yang membentuk satu sistem kerja.
- Mesin-mesin penggerak mula
 - ✓ Turbin : air, uap, gas : (pesawat terbang, kapal laut, kereta api, dll).
 - ✓ Motor listrik (AC, pompa air, kompresor, dll)
 - ✓ Motor Bakar Bensin dan Diesel (mobil, sepeda motor, kereta diesel, generator listrik).
 - ✓ Kincir angin (pompa, generator listrik)
- Mesin-mesin lain : crane, lift, katrol, derek, alat-alat berat, mesin pendingin, mesin pemanas, mesin produksi, dll.
- Mesin-mesin tersebut terdiri dari berbagai jenis dan jumlah komponen pendukung yang berbeda-beda

Sistem Gaya

- Gaya merupakan aksi sebuah benda terhadap benda lain dan umumnya ditentukan oleh titik tangkap (kerja), besar dan arah.
- Sebuah gaya mempunyai besar, arah dan titik tangkap tertentu yang digambarkan dengan anak panah. Makin panjang anak panah maka makin besar gayanya.

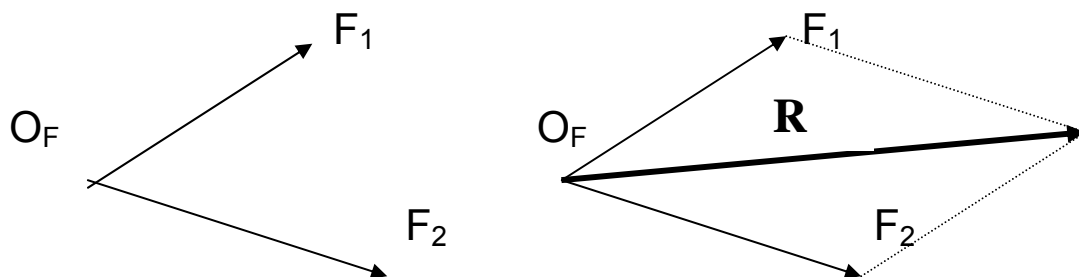


Resultan Gaya

Sebuah gaya yang menggantikan 2 gaya atau lebih yang mengakibatkan pengaruh yang sama terhadap sebuah benda, dimana gaya-gaya itu bekerja disebut dengan **resultan gaya**.

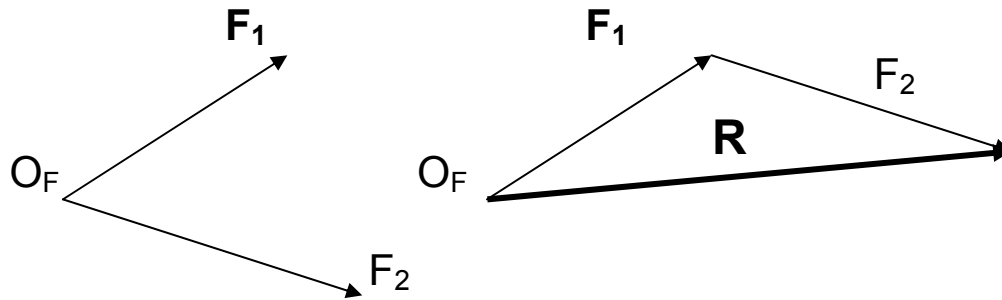
Metode untuk mencari resultan gaya :

1. Metode jajaran genjang (Hukum Paralelogram)

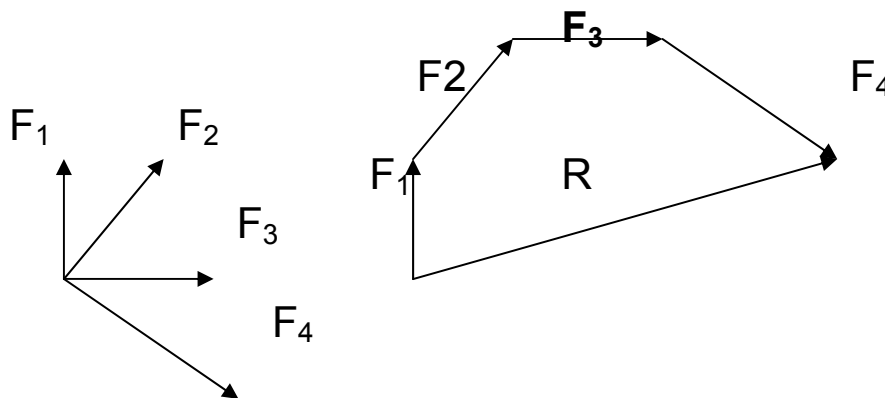


Metode jajaran genjang dengan cara membentuk bangun jajaran genjang dari dua gaya yang sudah diketahui sebelumnya. Garis tengah merupakan R gaya.

2. Metode Segitiga



3. Metode Poligon Gaya



CATATAN

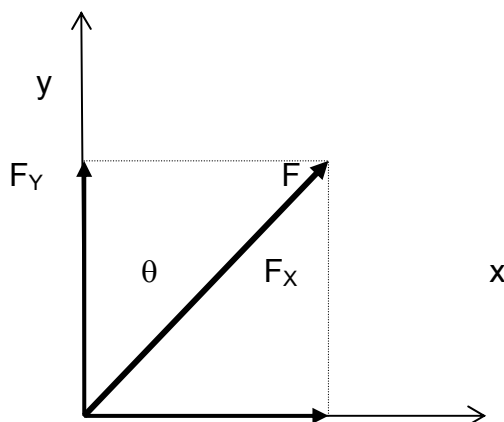
- Penggunaan metode segitiga dan poligon gaya, gaya-gaya yang dipindahkan harus mempunyai : **besar, arah dan posisi yang sama** dengan **sebelum dipindahkan**.
- Untuk menghitung besarnya R dapat dilakukan secara grafis (diukur) dengan skala gaya yang telah ditentukan sebelumnya.

Komponen Gaya

Gaya dapat diuraikan menjadi komponen vertikal dan horizontal atau mengikuti sumbu x dan y.

F_x adalah gaya horizontal, sejajar sumbu x

F_y adalah gaya vertikal, sejajar sumbu y



θ : sudut kemiringan gaya

$$F_x = F \cos \theta$$

$$F_y = F \sin \theta$$

$$\sin \theta = \frac{F_y}{F}, \cos \theta = \frac{F_x}{F}$$

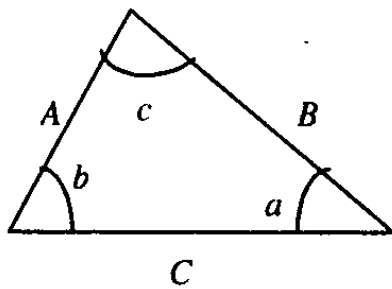
$$\tan \theta = \frac{F_y}{F_x}$$

$$\bullet F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Jika terdapat beberapa gaya yang mempunyai komponen x dan y, maka resultan gaya dapat dicari dengan menjumlahkan gaya-gaya dalam komponen x dan y.

$$R_x = \sum F_x$$

$$R_y = \sum F_y$$

Aturan Segitiga :**Hukum cosinus**

$$\frac{A}{\sin a} = \frac{B}{\sin b} = \frac{C}{\sin c}$$

$$C = \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cos c}$$

Hukum**1. Hukum Paralelogram**

- Dua buah gaya yang bereaksi pada suatu partikel, dapat digantikan dengan satu gaya (gaya resultan) yang diperoleh dengan menggambarkan diagonal jajaran genjang dengan sisi kedua gaya tersebut.
- Dikenal juga dengan **Hukum Jajaran Genjang**

2. Hukum Transmisibilitas Gaya)

Kondisi keseimbangan atau gerak suatu benda tegar tidak akan berubah jika gaya yang bereaksi pada suatu titik diganti dengan gaya lain yang sama besar dan arahnya tapi bereaksi pada titik berbeda, asal masih dalam garis aksi yang sama. Dikenal dengan **Hukum Garis Gaya**

3. Hukum I Newton :

Bila resultan gaya yang bekerja pada suatu partikel sama dengan nol (tidak ada gaya), maka partikel diam akan tetap diam dan atau partikel bergerak akan tetap bergerak dengan kecepatan konstan.

Dikenal dengan **Hukum Kelembaman**

4. Hukum II Newton :

Bila resultan gaya yang bekerja pada suatu partikel tidak sama dengan nol partikel tersebut akan memperoleh percepatan sebanding dengan besarnya gaya resultan dan dalam arah yang sama dengan arah gaya resultan tersebut. Jika F diterapkan pada massa m , maka berlaku : $\Sigma F = m \cdot a$

5. Hukum III Newton :

Gaya aksi dan reaksi antara benda yang berhubungan mempunyai besar dan garis aksi yang sama, tetapi arahnya berlawanan. **Aksi = Reaksi**

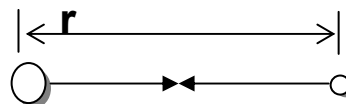
6. Hukum Gravitasi Newton :

Dua partikel dengan massa M dan m akan saling tarik menarik yang sama dan berlawanan dengan gaya F dan F' , dimana besar F dinyatakan dengan :

$$F = G \frac{M \cdot m}{r^2}$$

G : konstanta gravitasi

r : jarak M dan m

**Sistem Satuan**

Mengacu pada Sistem Internasional (SI)

- Kecepatan : m/s
- Gaya : N

- Percepatan : m/s^2
- Momen : N m atau Nmm
- Massa : kg
- Panjang : m atau mm
- Daya : W
- Tekanan : N/m^2 atau pascal (Pa)
- Tegangan : N/mm^2 atau MPa
- dll

Simbol Satuan

Faktor Pengali	Pengali	Awalan	Simbol
1 000 000 000 000	10^{12}	tera	T
1 000 000 000	10^9	giga	G
1 000 000	10^6	mega	M
1 000	10^3	kilo	k
100	10^2	hekto	h
10	10^1	deka	da
0,1	10^{-1}	desi	d
0,01	10^{-2}	senti	c
0,001	10^{-3}	mili	m
0,000001	10^{-6}	mikro	μ
0,000 000 001	10^{-9}	nano	n
0,000 000 000 001	10^{-12}	piko	p
0,000 000 000 000 001	10^{-15}	femto	f
0,000 000 000 000 000 001	10^{-18}	atto	a

BAB 2

BEBAN, TEGANGAN DAN FAKTOR KEAMANAN

Beban merupakan muatan yang diterima oleh suatu struktur/konstruksi/komponen yang harus diperhitungkan sedemikian rupa sehingga struktur/konstruksi/komponen tersebut aman.

1. Jenis Beban

Jenis beban yang diterima oleh elemen mesin sangat beragam, dan biasanya merupakan gabungan dari beban dirinya sendiri dan beban yang berasal dari luar.

a. Beban berdasarkan sifatnya

1. Beban konstan (*steady load*)
2. Beban tidak konstan (*unsteady load*)
3. Beban kejut (*shock load*)
4. Beban tumbukan (*impact*)

b. Beban berdasarkan cara kerja

1. Gaya aksial (F_a) = gaya tarik dan gaya tekan
2. Gaya radial (F_r)
3. Gaya geser (F_s)
4. Torsi (momen puntir) T
5. Momen lentur (M)

2. Tegangan (σ)

Tegangan (*stress*) secara sederhana dapat didefinisikan sebagai gaya persatuan luas penampang.

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

F : gaya (N)

A : luas penampang (mm²)

a. Tegangan tarik (σ_t) : tegangan akibat gaya tarik

b. Tegangan geser (τ) : tegangan akibat gaya geser.

3. Regangan

Regangan (*strain*) merupakan pertambahan panjang suatu struktur atau batang akibat pembebanan.

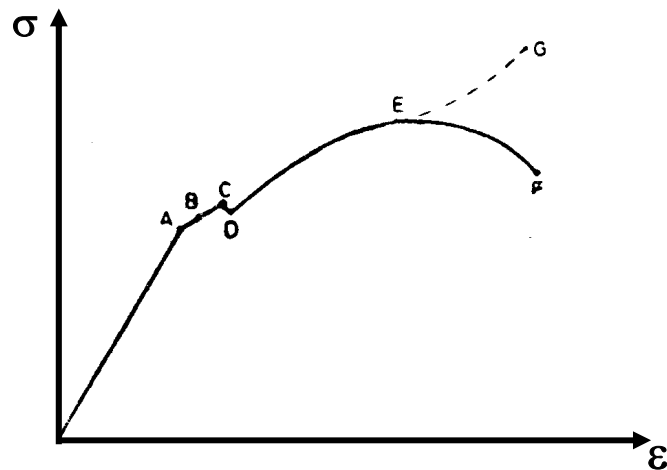
$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

ΔL : Pertambahan panjang (mm)

L : Panjang mula-mula (mm)

4. Diagram Tegangan Regangan

Secara umum hubungan antara tegangan dan regangan dapat dilihat pada diagram tegangan – regangan berikut ini :



Gambar 1. Diagram Tegangan Regangan

Keterangan :

- A : Batas proposional
- B : Batas elastis
- C : Titik mulur
- D : σ_y : tegangan luluh
- E : σ_u : tegangan tarik maksimum
- F : Putus

Dari diagram tegangan regangan pada Gambar 1 di atas, terdapat tiga daerah kerja sebagai berikut :

- **Daerah elastis** merupakan daerah yang digunakan dalam desain konstruksi mesin.
- **Daerah plastis** merupakan daerah yang digunakan untuk proses pembentukan material.
- **Daerah maksimum** merupakan daerah yang digunakan dalam proses pemotongan material.

Dalam desain komponen mesin yang membutuhkan kondisi konstruksi yang kuat dan kaku, maka perlu dipertimbangkan hal-hal sebagai berikut :

- Daerah kerja : **daerah elastis** atau daerah konstruksi mesin.
- Beban yang terjadi atau tegangan kerja yang timbul harus lebih kecil dari tegangan yang diijinkan.
- Konstruksi harus kuat dan kaku, sehingga diperlukan deformasi yang elastis yaitu kemampuan material untuk kembali ke bentuk semula jika beban dilepaskan.
- Perlu **safety factor (SF)** atau faktor keamanan sesuai dengan kondisi kerja dan jenis material yang digunakan.

5. Modulus Elastisitas (E)

Perbandingan antara tegangan dan regangan yang berasal dari diagram tegangan regangan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

Menurut **Hukum Hooke** tegangan sebanding dengan regangan, yang dikenal dengan deformasi aksial :

$$\sigma = E \epsilon$$

Thomas Young (1807) membuat konstanta kesebandingan antara tegangan dan regangan yang dikenal dengan Modulus Young (Modulus Elastitas) : E

Variasi hukum Hooke diperoleh dengan substitusi regangan ke dalam persamaan tegangan.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

$$\frac{F}{A} = E \frac{\Delta L}{L}$$

$$\Delta L = \frac{F L}{A E}$$

$$\Delta L = \frac{\sigma L}{E}$$

$$\Delta L = \delta = \frac{F \cdot L}{A E}$$

Syarat yang harus dipenuhi dalam pemakaian persamaan di atas adalah sebagai berikut :

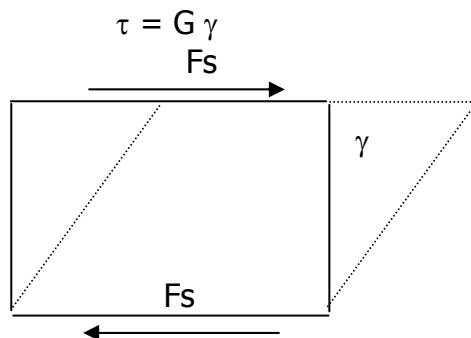
- Beban harus merupakan beban aksial
- Batang harus memiliki penampang tetap dan homogen
- Regang tidak boleh melebihi batas proporsional

Tabel 1. Beberapa harga E dari bahan teknik

No.	Material	E (GPa)
1.	Steel and nickel	200 – 220
2.	Wrought iron	190 – 200
3.	Cast iron	100 – 160
4.	Copper	90 – 110
5.	Brass	80 – 90
6.	Aluminium	60 – 80
7.	Timber	10

6. Modulus Geser (G)

Modulus geser merupakan perbandingan antara tegangan geser dengan regangan geser.



γ : sudut geser (radian)
 τ : tegangan geser
 G : modulus geser
 γ : regangan geser
 F_s : Gaya geser

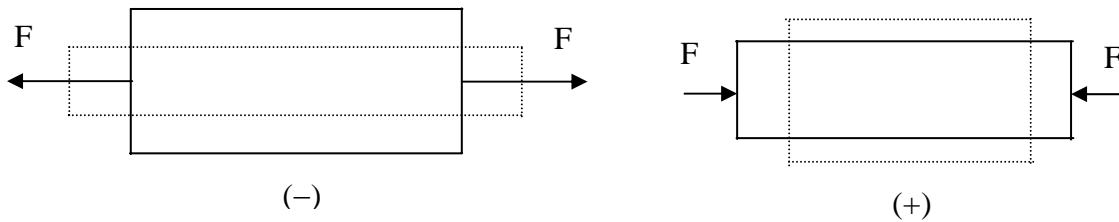
Gambar 2. Gaya Geser

7. Possion Ratio (ν)

Suatu benda jika diberi gaya tarik maka akan mengalami deformasi *lateral* (mengecil). Jika benda tersebut ditekan maka akan mengalami pemuaian ke samping (menggelembung). Penambahan dimensi lateral diberi tanda (+) dan pengurangan dimensi lateral diberi tanda (-).

Possion ratio merupakan perbandingan antara regangan lateral dengan regangan aksial dalam harga mutlak.

$$\nu = \left| \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}} \right| = - \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}}$$



Gambar 3. Perubahan Bentuk Akibat Gaya Tarik & Tekan

Harga ν berkisar antara : 0,25 s/d 0,35

Harga ν tertinggi adalah dari bahan karet dengan nilai 0,5 dan harga ν terkecil adalah beton dengan nilai : 0,1.

Efek ν yang dialami bahan tidak akan memberikan tambahan tegangan lain, kecuali jika deformasi melintang dicegah.

$$\nu = \frac{\epsilon_e}{\epsilon_a}$$

Tabel 2. Harga ν Beberapa Material

No.	Material	ν
1.	Steel	0,25 – 0,33
2.	Cost iron	0,23 – 0,27
3.	Copper	0,34 – 0,34
4.	Brass	0,32 – 0,42
5.	Aluminium	0,32 – 0,36
6.	Concrete	0,08 – 0,18
7.	Rubber	0,45 – 0,50

Tiga konstanta kenyal dari bahan *isotropic* E, G, V saling berkaitan satu dengan yang lain menjadi persamaan :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

8. Faktor Konsentrasi Tegangan

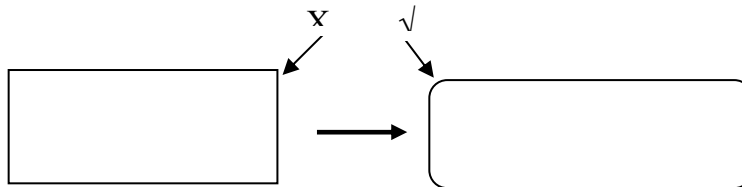
Pembahasan persamaan tegangan di atas diasumsikan bahwa tidak ada penambahan tegangan. Hal ini karena deformasi yang terjadi pada elemen-elemen yang berdampingan dengan tingkat keseragaman yang sama. Jika keseragaman dari luas penampang tidak terpenuhi maka dapat terjadi suatu gangguan pada tegangan tersebut. Oleh karena itu perlu

diperhitungkan harga faktor konsentrasi tegangan (K) yang hanya tergantung pada perbandingan geometris dari struktur / benda / komponen.

Dalam desain dengan menggunakan metode tegangan maksimum, nilai faktor konsentrasi tegangan (K) diperhitungkan dalam persamaan.

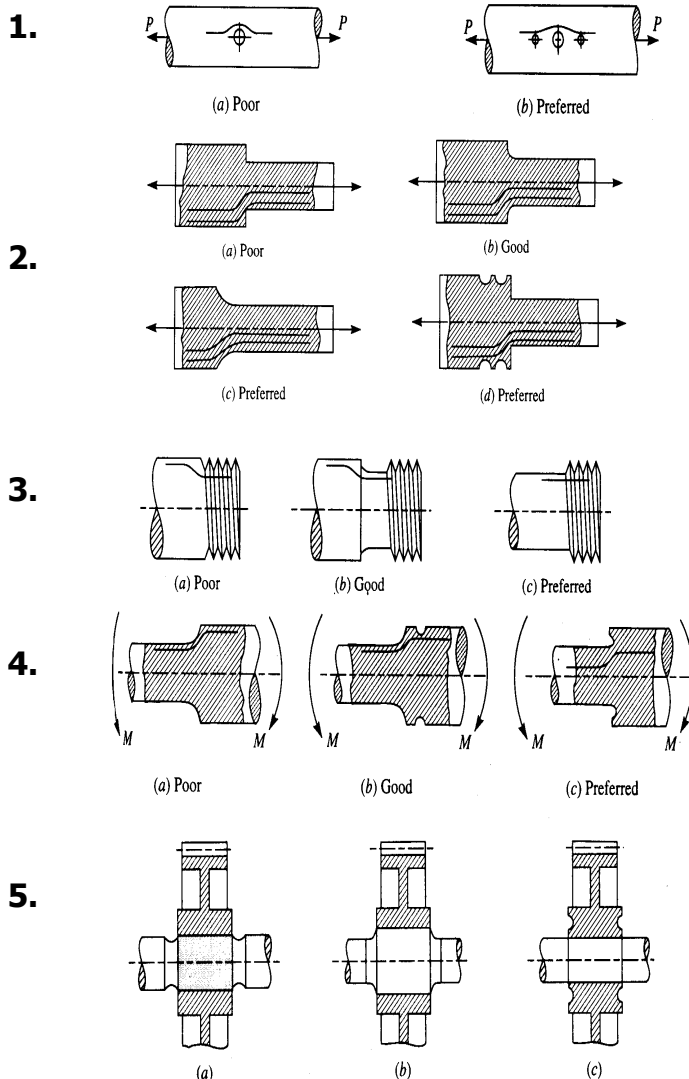
$$\sigma_{\max} = K \frac{F}{A}$$

Untuk mengurangi besarnya konsentrasi tegangan, maka dalam mendesain komponen mesin harus dihindari bentuk-bentuk yang dapat memperbesar konsentrasi tegangan. Sebagai contoh dengan membuat *camfer* dan *fillet*, pada bagian-bagian yang berbentuk siku atau tajam.



Gambar 4. Pembuatan *Fillet*

Contoh lain bentuk-bentuk yang disarankan untuk mengurangi konsentrasi tegangan.



9. Faktor Keamanan (SF)

Faktor keamanan didefinisikan sebagai sebagai berikut :

- a. Perbandingan antara tegangan maksimum dan tegangan kerja aktual atau tegangan ijin.

$$SF = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{kerja}}} = \frac{\sigma_{\max}}{\bar{\sigma}}$$

- b. Perbandingan tegangan luluh (σ_y) dengan tegangan kerja atau tegangan ijin.

$$SF = \frac{\sigma_y}{\bar{\sigma}}$$

- c. Perbandingan tegangan *ultimate* dengan tegangan kerja atau tegangan ijin.

$$SF = \frac{\sigma_u}{\bar{\sigma}}$$

Dalam desain konstruksi mesin, besarnya angka keamanan harus **lebih besar dari 1** (satu). Faktor keamanan diberikan agar desain konstruksi dan komponen mesin dengan tujuan agar desain tersebut mempunyai ketahanan terhadap beban yang diterima.

Pemilihan SF harus didasarkan pada beberapa hal sebagai berikut :

- Jenis beban
- Jenis material
- Proses pembuatan / manufaktur
- Jenis tegangan
- Jenis kerja yang dilayani
- Bentuk komponen

Makin besar kemungkinan adanya kerusakan pada komponen mesin, maka angka keamanan diambil makin besar. Angka keamanan beberapa material dengan berbagai beban dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Harga Faktor Keamanan Beberapa Material

No.	Material	Steady Load	Live Load	Shock Load
1.	Cast iron	5 – 6	8 – 12	16 – 20
2.	Wrought iron	4	7	10 – 15
3.	Steel	4	8	12 – 16
4.	Soft material & alloys	6	9	15
5.	Leather	9	12	15
6.	Timber	7	10 - 15	20

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan dari suatu bagian mesin. Misalnya sebuah mesin diberi efek yang disebut sebagai F, diumpamakan bahwa F adalah suatu istilah yang umum dan bisa saja berupa gaya.

Kalau F dinaikkan, sampai suatu besaran tertentu, sedemikian rupa sehingga jika dinaikkan sedikit saja akan mengganggu kemampuan mesin tersebut, untuk melakukan fungsinya secara semestinya. Jika menyatakan batasan ini sebagai batas akhir, harga F sebagai F_u , maka faktor keamanan dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$SF = \frac{F_u}{F}$$

Bila "F" sama dengan "Fu" maka FS = 1, dan pada saat ini tidak ada keamanan. Akibatnya sering dipakai istilah batas keamanan (*margin of safety*).

Batas keamanan dinyatakan dengan persamaan :

$$M = FS - 1$$

Istilah faktor keamanan, batas keamanan dan F_u banyak digunakan dalam perancangan. Faktor keamanan untuk memperhitungkan ketidaklenturan yang mungkin terjadi atas kekuatan suatu bagian mesin dan ketidaklenturan yang mungkin terjadi atas beban yang bekerja pada bagian mesin tersebut.

Beberapa cara memilih faktor keamanan antara lain sebagai berikut :

a. Faktor keamanan total atau faktor keamanan menyeluruh

Faktor keamanan ini dipakai terhadap semua bagian mesin dan faktor yang tersendiri dipakai secara terpisah terhadap kekuatan dan terhadap beban, atau terhadap tegangan yang terjadi akibat beban.

$$F_j = F_s \cdot F_p$$

F_s dipakai untuk memperhitungkan semua variasi atau ketidaklengkapan yang menyangkut kekuatan. F_p dipakai untuk memperhitungkan semua variasi yang menyangkut beban. Jika menggunakan suatu faktor keamanan seperti F_s terhadap kekuatan maka kekuatan yang didapat tidak akan pernah lebih kecil. Jadi harga terkecil dari kekuatan dapat dihitung :

$$\sigma_{\min} \cdot F_s = \sigma$$

Tegangan terbesar yang dapat dihitung adalah sebagai berikut :

$$\sigma_p = F_j \cdot \sigma \text{ atau } F_p = F_j \cdot F$$

F_j adalah komponen dari faktor keamanan total yang diperhitungkan secara terpisah terhadap ketidaklengkapan yang menyangkut tegangan atau beban.

b. Metode Thumb

Menurut Thumb, faktor keamanan dapat dengan cepat diperkirakan menggunakan variasi lima ukuran sebagai berikut :

$$FS = FS_{\text{material}} \times FS_{\text{tegangan}} \times FS_{\text{geometri}} \times FS_{\text{analisa kegagalan}} \times FS_{\text{keandalan}}$$

- Perkiraan kontribusi untuk material, FS_{material}
 $FS = 1,0$ jika properti material diketahui. Jika secara eksperimental diperoleh dari pengujian spesimen.
 $FS = 1,1$ jika properti material diketahui dari buku panduan atau nilai fabrikasi.
 $FS = 1,2 - 1,4$ jika properti material tidak diketahui.
- Perkiraan kontribusi tegangan akibat beban, FS_{tegangan}
 $FS = 1,0 - 1,1$ jika beban dibatasi pada beban statik atau berfluktuasi. Jika beban berlebihan atau beban kejutan dan jika menggunakan metode analisa yang akurat.

FS = 1,2 – 1,3 jika gaya normal dibatasi pada keadaan tertentu dengan peningkatan 20% - 50%, dan metode analisa tegangan mungkin menghasilkan kesalahan dibawah 50%.

FS = 1,4 – 1,7 jika beban tidak diketahui atau metode analisa tegangan memiliki akurasi yang tidak pasti.

- Perkiraan kontribusi untuk geometri, FS_{geometri}
FS = 1,0 jika toleransi hasil produksi tinggi dan terjamin.
FS = 1,0 jika toleransi hasil produksi rata-rata.
FS = 1,1 – 1,2 jika dimensi produk kurang diutamakan.
- Perkiraan kontribusi untuk menganalisis kegagalan FS_{analisa} kegagalan

FS = 1,0 – 1,1 jika analisis kegagalan yang digunakan berasal dari jenis tegangan seperti tegangan unaksial atau tegangan statik multi aksial atau tegangan lelah multi aksial penuh.

FS = 1,2 jika analisis kegagalan yang digunakan adalah luasan teori yang sederhana seperti pada multi aksial, tegangan bolak-balik penuh, tegangan rata-rata unaksial.

FS = 1,3 – 1,5 jika analisis kegagalan adalah statis atau tidak mengalami perubahan seperti kerusakan pada umumnya atau tegangan rata-rata multi aksial.

- Perkiraan kontribusi untuk keandalan, $FS_{\text{kehandalan}}$
FS = 1,1 jika suatu komponen tidak membutuhkan kehandalan yang tinggi.
FS = 1,2 – 1,3 jika keandalan pada harga rata-rata 92%-98%.
FS = 1,4 – 1,6 jika keandalan diharuskan tinggi lebih dari 99%.

10. Contoh Soal

1. Hitung gaya yang diperlukan untuk membuat lubang dengan diameter 6 cm pada plat setebal $\frac{1}{2}$ cm. Tegangan geser maksimum pada plat 3500 kg/cm^2 .

Jawab :

$$d = 6 \text{ cm}$$

$$t = 0,5 \text{ cm}$$

$$\tau_u = 3500 \text{ kg/cm}^2 = 35000 \text{ N/cm}^2$$

- Luas bidang geser :
 $A = \pi \cdot d \cdot t = \pi \cdot 6 \cdot 0,5 = 9,426 \text{ cm}^2$
- $\tau_u = \frac{F}{A}$
- $F = \tau_u \cdot A = 35000 \times 9,426$
 $= 329910 \text{ N} = \mathbf{330 \text{ kN}}$

2. Sebuah batang dengan panjang 100 cm dengan profil segi empat ukuran 2 cm x 2 cm diberi gaya tarik sebesar 1000 kg. Jika modulus elastisitas bahan $2 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$. Hitung pertambahan panjang yang terjadi.

Jawab :

$$L = 100 \text{ cm}$$

$$A = 2 \times 2 = 4 \text{ cm}^2$$

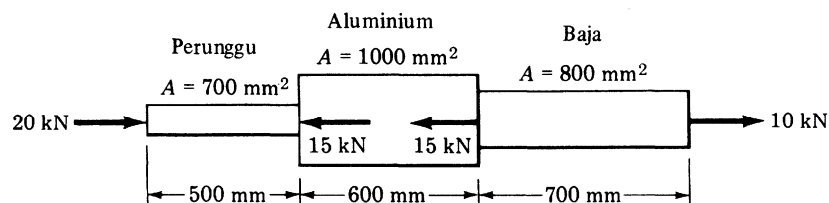
$$F = 1000 \text{ kg} = 10\,000 \text{ N}$$

$$E = 2 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 = 2 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$$

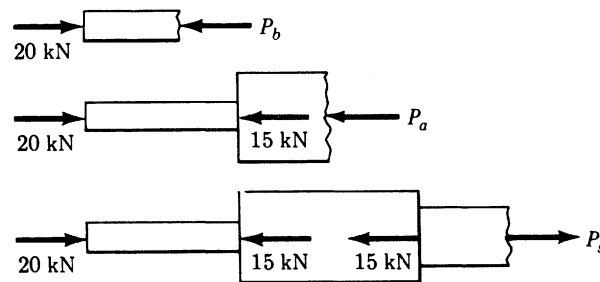
- Pertambahan panjang :

$$\Delta L = \delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} = \frac{10000 \cdot 100}{4 \times 2 \cdot 10^7} = \mathbf{0,0125 \text{ cm}}$$

3. Tabung aluminium diletakkan antara batang perunggu dan baja, diikat secara kaku. Beban aksial bekerja pada kedudukan seperti pada gambar. Carilah tegangan pada setiap bahan.



(a)



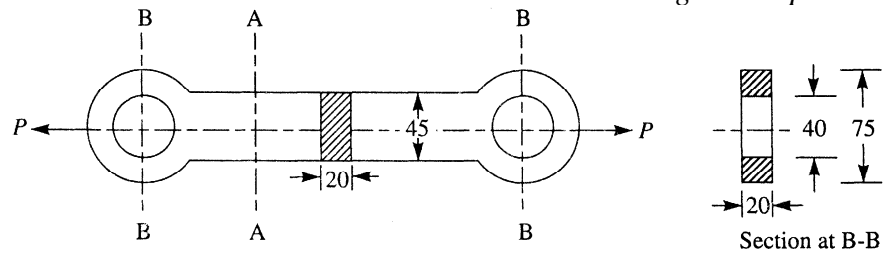
(b)

Jawab :

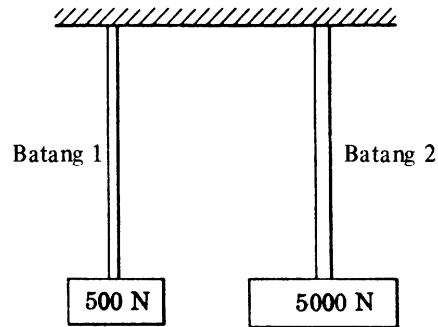
- $\sigma = \frac{F}{A}$
- $\sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{20}{700} = 28,6 \text{ MPa}$ (tegangan tekan)
- $\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{5}{1000} = 5 \text{ MPa}$ (tegangan tekan)
- $\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{10}{800} = 12,5 \text{ MPa}$ (tegangan tarik)

Tugas :

1. Sebuah link terbuat dari besi tuang seperti gambar, digunakan untuk meneruskan beban sebesar 45 kN. Hitung tegangan link akibat beban pada daerah A-A dan B-B. Satuan dalam mm.



2. Hitung tegangan yang terjadi pada batang 1 dan 2 akibat beban yang diterima. Asumsikan bahwa luas permukaan batang 1 adalah 10 mm^2 dan batang 2 adalah 1000 mm^2 .



BAB 3

SAMBUNGAN PAKU KELING

Paku keling (rivet) digunakan untuk sambungan tetap antara 2 plat atau lebih misalnya pada tangki dan boiler.

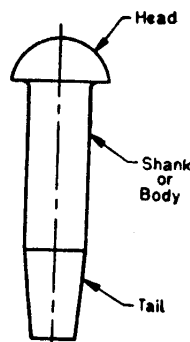
Paku keling dalam ukuran yang kecil dapat digunakan untuk menyambung dua komponen yang tidak membutuhkan kekuatan yang besar, misalnya peralatan rumah tangga, furnitur, alat-alat elektronika, dll.

Sambungan dengan paku keling sangat kuat dan tidak dapat dilepas kembali dan jika dilepas maka akan terjadi kerusakan pada sambungan tersebut.

Karena sifatnya yang permanen, maka sambungan paku keling harus dibuat sekuat mungkin untuk menghindari kerusakan/patah.

Bagian utama paku keling adalah :

- Kepala
- Badan
- Ekor
- Kepala lepas



Gambar 1. Skema Paku Keling

Jenis kepala paku keling antara lain adalah sebagai berikut :

- a. Kepala paku keling untuk penggunaan umum dengan diameter kurang dari 12 mm
- b. Kepala paku keling untuk penggunaan umum dengan diameter antara (12 – 48) mm
- c. Kepala paku keling untuk boiler atau ketel uap /bejana tekan : diameter (12 – 48) mm

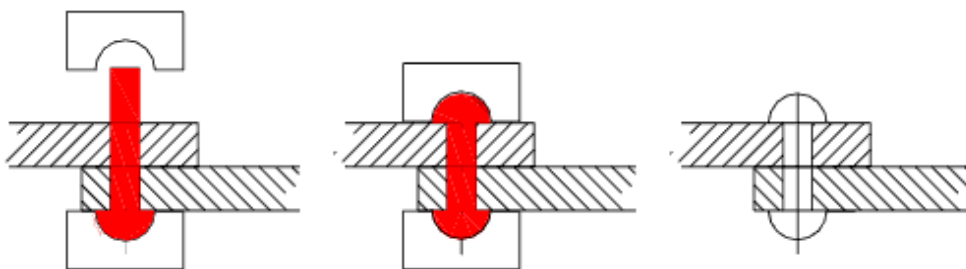
Bahan paku keling

yang biasa digunakan antara lain adalah **baja, brass, alumunium, dan tembaga** tergantung jenis sambungan/beban yang harus diterima oleh sambungan.

Penggunaan umum bidang mesin : ductile (low carbon), steel, wrought iron.

Penggunaan khusus : weight, corrosion, or material constraints apply : copper (+alloys) aluminium (+alloys), monel, dll.

1. Cara Pemasangan



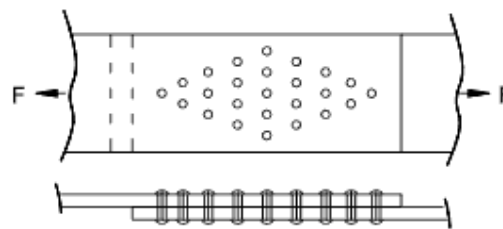
Gambar 2. Cara Pemasangan Paku Keling

- Plat yang akan disambung dibuat lubang, sesuai diameter paku keling yang akan digunakan. Biasanya diameter lubang dibuat 1,5 mm lebih besar dari diameter paku keling.
- Paku keling dimasukkan ke dalam lubang plat yang akan disambung.
- Bagian kepala lepas dimasukkan ke bagian ekor dari paku keling.
- Dengan menggunakan alat/mesin penekan atau palu, tekan bagian kepala lepas masuk ke bagian ekor paku keling dengan suaian paksa.
- Setelah rapat/kuat, bagian ekor sisa kemudian dipotong dan dirapikan/ratakan
- Mesin/alat pemasang paku keling dapat digerakkan dengan udara, hidrolik atau tekanan uap tergantung jenis dan besar paku keling yang akan dipasang.

2. Tipe Pemasangan Paku Keling

a. Lap joint

Pemasangan tipe *lap joint* biasanya digunakan pada plat yang *overlaps* satu dengan yang lainnya.

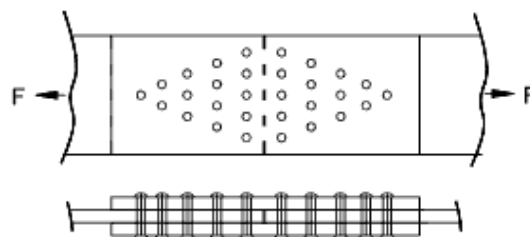


- single rivited lap joint*
- double rivited lap joint*
- zig zag rivited lap joint.*

Gambar 3. Cara Pemasangan Lap Joint

b. Butt joint

Tipe *butt joint* digunakan untuk menyambung dua plat utama, dengan menjepit menggunakan 2 plat lain, sebagai penahan (*cover*), di mana plat penahan ikut dikeling dengan plat utama. Tipe ini meliputi *single strap butt joint* dan *double strap butt joint*.



Gambar 4. Cara Pemasangan Butt Joint

3. Terminologi Sambungan Paku Keling

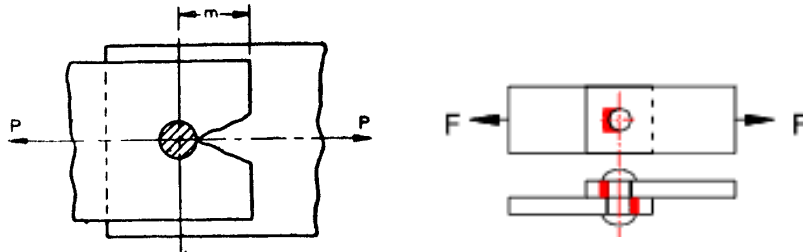
- Pitch (p)** : jarak antara pusat satu paku keling ke pusat berikutnya diukur secara paralel.
- Diagonal pitch (p_d)** : jarak antara pusat paku keling (antar sumbu lubang paku keling) pada pemasangan secara zig – zag dilihat dari lajur/baris/row.
- Back pitch (p_b)** : jarak antara sumbu lubang kolom dengan sumbu lubang kolom berikutnya.
- Margin (m)** : jarak terdekat antara lubang paku keling dengan sisi plat terluar.

4. Kerusakan Sambungan Paku Keling

Kerusakan yang dapat terjadi pada sambungan paku keling akibat menerima beban adalah sebagai berikut :

a. *Tearing of the plate at an edge*

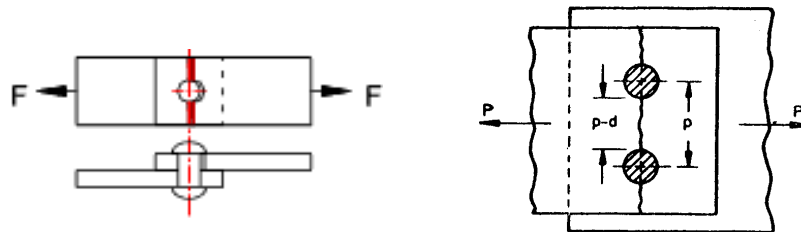
Robek pada bagian pinggir dari plat yang dapat terjadi jika margin (m) kurang dari $1,5 d$, dengan d : diameter paku keling.



Gambar 5. Kerusakan *Tearing* Sejajar Garis Gaya

b. *Tearing of the plate across a row of rivets*

Robek pada garis sumbu lubang paku keling dan bersilangan dengan garis gaya.



Gambar 6. Kerusakan *Tearing* Bersilangan Garis Gaya

Jika :

p adalah *pitch*

d : diameter paku keling,

t : tebal plat

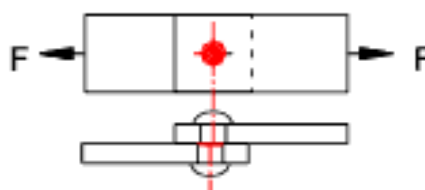
σ_t : tegangan tarik ijin bahan, maka :

- A_t : luas bidang *tearing* = $(p - d) \cdot t$
- *Tearing resistance per pitch length* :

$$F_t = \bar{\sigma}_t \cdot A_t = \bar{\sigma}_t (p - d) t$$

c. *Shearing of the rivets*

Kerusakan sambungan paku keling karena beban geser.



Gambar 7. Kerusakan *Shearing* Sambungan Paku Keling

Jika :

d : diameter paku keling,

$\bar{\tau}$: tegangan geser ijin bahan paku keling

n : jumlah paku keling per panjang *pitch*,

1. *Single shear* (geseran tunggal)

- Luas permukaan geser $A = \pi/4 \cdot d^2$
- Gaya geser maksimum $F_s = \pi/4 \cdot d^2 \cdot \bar{\tau} \cdot n$

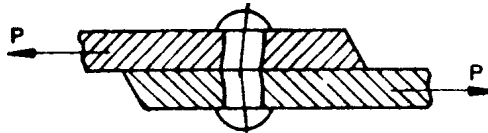
2. *Double shear theoretically* (geseran ganda teoritis)

- $A = 2 \cdot \pi/4 \cdot d^2$
- $F_s = 2 \cdot \pi/4 \cdot d^2 \cdot \bar{\tau} \cdot n$

3. *Double shear actual*

- $A = 1.875 \times \pi/4 \cdot d^2$
- $F_s = 1.875 \times \pi/4 \cdot d^2 \cdot \bar{\tau} \cdot n$

d. Crushing of the rivets



Gambar 8. Kerusakan *Crushing* Sambungan Paku Keling

Jika

d : diameter paku keling,

t : tebal plat,

$\bar{\sigma}_c$: tegangan geser ijin bahan paku keling

n : jumlah paku keling per *pitch length* :

- Luas permukaan *crushing* per paku keling $A_c = d \cdot t$
- Total *crushing* area $A_{c \text{ tot}} = n \cdot d \cdot t$
- Tahanan *crushing* maksimum $F_c = n \cdot d \cdot t \cdot \bar{\sigma}_c$

5. Efisiensi Paku Keling

Efisiensi dihitung berdasarkan perbandingan kekuatan sambungan dengan kekuatan *unriveted*. Kekuatan sambungan paku keling tergantung pada F_t , F_s , F_c dan diambil harga yang terkecil.

- ❖ Kekuatan *unriveted*, $F = p \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t$
- ❖ Efisiensi sambungan paku keling

$$\eta = \frac{\text{least of } F_t, F_s, F_c}{p \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t}$$

dengan F_t , F_s , F_c diambil yang terkecil

p : *pitch*

t : tebal plat

$\bar{\sigma}_t$: tegangan tarik ijin bahan plat

Tabel 1. Harga Efisiensi Sambungan Paku Keling

No.	<i>Lap Joint</i>	η (%)	<i>Butt Joint</i>	η (%)
1.	<i>Single riveted</i>	45 - 60	<i>Single</i>	55 - 60
2.	<i>Double riveted</i>	63 - 70	<i>Double</i>	70 - 83
3.	<i>Triple riveted</i>	72 - 80	<i>Triple</i> <i>Quadruple</i>	80 - 90 85 - 94

Tabel 2. Diameter Paku Keling Standard

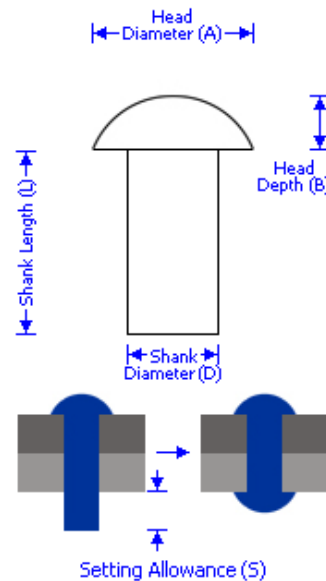
Diameter Paku Keling (mm)	Diameter Lubang Paku Keling (mm)
12	13
14	15
16	17
18	19
20	21
22	23
24	25
27	28,5
30	31,5
33	34,5
36	37,5
39	41
42	44
48	50

Contoh bentuk-bentuk paku keling



Contoh standar paku keling

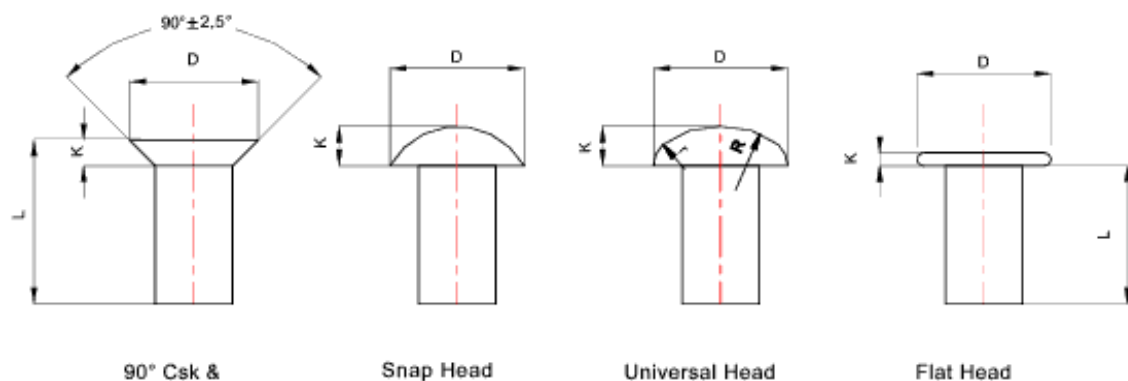
3D 4



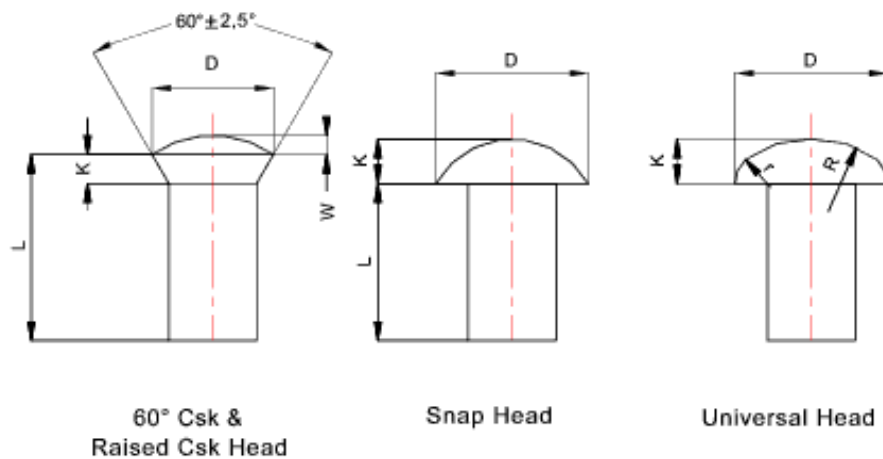
Shank Diameter		Head Diameter		Head Depth		Length	Setting Allowance
Nominal D	Tolerance	Nominal A=1.75D	Tolerance	Nominal B=0.6D	Tolerance	Tolerance L	S=1.063D
1	0.93 / 1.07	1.8	1.60 / 2.00	0.6	0.60 / 0.80	+0.5	1.06
1.2	1.13 / 1.27	2.1	1.90 / 2.30	0.7	0.70 / 0.90	+0.5	1.28
1.6	1.53 / 1.67	2.8	2.60 / 3.00	1.0	1.00 / 1.20	+0.5	1.70
2	1.93 / 2.07	3.5	3.26 / 3.74	1.2	1.20 / 1.44	+0.5	2.13
2.5	2.43 / 2.57	4.4	4.16 / 4.64	1.5	1.50 / 1.74	+0.5	2.66
3	2.93 / 3.07	5.3	5.06 / 5.54	1.8	1.80 / 2.04	+0.5	3.19
3.5	3.41 / 3.59	6.1	5.81 / 6.39	2.1	2.10 / 2.39	+0.5	3.72
4	3.91 / 4.09	7.0	6.71 / 7.29	2.4	2.40 / 2.69	+0.5	4.25
5	4.91 / 5.09	8.8	8.51 / 9.09	3.0	3.00 / 3.29	+0.5	5.32
6	5.91 / 6.09	10.5	10.15 / 10.85	3.6	3.60 / 3.95	+0.5	6.38
7	6.89 / 7.11	12.3	11.95 / 12.65	4.2	4.20 / 4.55	+0.8	7.44
8	7.89 / 8.11	14.0	13.65 / 14.35	4.8	4.80 / 5.15	+0.8	8.50
10	9.89 / 10.11	18.0	17.58 / 18.42	6.0	6.00 / 6.42	+0.8	10.63
12	11.86 / 12.14	21.0	20.58 / 21.42	7.2	7.20 / 7.62	+0.8	12.76
14	13.86 / 14.14	25.0	24.58 / 25.42	8.4	8.40 / 8.82	+1.0	14.88
16	15.86 / 16.14	28.0	27.58 / 28.42	9.6	9.60 / 10.02	+1.0	17.01

There is no negative tolerance on Head Depth and Shank Length.
It is normal to have a radius under the head, but no dimensions are specified.

Dimensi paku keling



Nominal Shank dia	Dia Tol	90 Deg Csk	Snap Hd		Universal Hd				Flat Head	
		Nom dia	Nom dia	Nom Depth	Nom dia	Nom Depth	Rad	Rad	Nom dia	Nom Depth
		D	D	K	D	K	R	r	D	K
1	+/- 0,07	2	1,8	0,6	2	0,4	3,0	0,6	2	0,25
1,2	+/- 0,07	2,4	2,1	0,7	2,4	0,5	3,6	0,7	2,4	0,3
1,6	+/- 0,07	3,2	2,8	1,0	3,2	0,6	4,8	1,0	3,2	0,4
2,0	+/- 0,07	4	3,5	1,2	4	0,8	6,0	1,2	4	0,6
2,5	+/- 0,07	5	4,4	1,5	5	1	7,5	1,5	5	0,8
3	+/- 0,07	6	5,3	1,8	6	1,2	9,0	1,8	6	0,9
3,5	+/- 0,09	7	6,1	2,1	7	1,4	10,5	2,1	7	1,0
4	+/- 0,09	8	7	2,4	8	1,6	12	2,4	8	1,3
5	+/- 0,09	10	8,8	3,0	10	2,0	15	3,0	9	1,5
6	+/- 0,09	12	10,5	3,6	12	2,4	18	3,6	10	1,8
7	+/- 0,11	14	12,3	4,2	14	2,8	21	4,2	14	2,0
8	+/- 0,11	16	14	4,8	16	3,2	24	4,8	16	2,5
10	+/- 0,11	20	18	6,0	20	4,0	30	6,0	20	
12	+/- 0,14	24	21	7,2	24	4,8	36	7,2		
14	+/- 0,14		25	8,4	28	5,6	42	8,4		
16	+/- 0,14		28	9,6	32	6,4	48	9,6		



Nom Shank dia	Dia Tol	60 Deg Csk & Raised Csk		Snap Hd		Universal Hd			
		Nom dia	Raise Ht	Nom dia	Nom Depth	Nom dia	Nom Depth	Rad	Rad
		D	W	D	K	D	K	R	r
14	+/- 0,43	21	2,8	22	9	28	5,6	42	8,4
16	+/- 0,43	24	3,2	25	10	32	6,4	48	9,6
18	+/- 0,43	27	3,6	28	11,5	36	7,2	54	11,0
20	+/- 0,52	30	4,0	32	13	40	8,0	60	12,0
24	+/- 0,52	33	4,4	36	14	44	8,8	66	13,0
24	+/- 0,52	36	4,8	40	16	48	9,6	72	14,0
27	+/- 0,62	40	5,4	43	17	54	10,8	81	16,0
30	+/- 0,62	45	6,0	48	19	60	12,0	90	18,0
33	+/- 0,62	50	6,6	53	21	66	13,2	99	20
36	+/- 0,62	55	7,2	58	23	72	14,4	108	22
39	+/- 0,62	59	7,8	62	25	78	15,6	117	23

6. Contoh Soal

1. Hitung efisiensi sambungan paku keling jenis *single riveted lap joint* pada plat dengan tebal 6 mm dengan diameter lubang / diameter paku keling 2 cm dan *pitch* 5 cm dengan asumsi :

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_t &= 1200 \text{ kg/cm}^2 \text{ (bahan plat)} \\ \bar{\tau} &= 900 \text{ kg/cm}^2 \text{ (bahan paku keling)} \\ \bar{\sigma}_c &= 1800 \text{ kg/cm}^2 \text{ (bahan paku keling)}\end{aligned}$$

Jawab :

$$t = 6 \text{ mm} = 0,6 \text{ cm}$$

$$d = 2 \text{ cm}$$

$$\bar{\sigma}_t = 1200 \text{ kg/cm}^2 = 12\,000 \text{ N/cm}^2 \text{ (bahan plat)}$$

$$\bar{\tau} = 900 \text{ kg/cm}^2 = 9\,000 \text{ N/cm}^2 \text{ (bahan paku keling)}$$

$$\bar{\sigma}_c = 1800 \text{ kg/cm}^2 = 18\,000 \text{ N/cm}^2 \text{ (bahan paku keling)}$$

Ketahanan plat terhadap robekan (*tearing*) :

$$\begin{aligned}F_t &= (p - d) \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t \\ &= (5 - 2) \cdot 0,6 \cdot 12\,000 = 21\,600 \text{ N}\end{aligned}$$

Shearing resistance of the rivet

$$\begin{aligned}F_s &= \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \bar{\tau} \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (2)^2 \cdot 9000 = 28\,270 \text{ N}\end{aligned}$$

Crushing resistance of the rivet

$$\begin{aligned}F_c &= d \cdot t \cdot \bar{\sigma}_c \\ &= 2 \cdot (0,6) \cdot 18\,000 = 21\,600 \text{ N}\end{aligned}$$

Efisiensi dihitung dari ketahanan yang paling kecil, yaitu ketahanan terhadap *tearing*, F_t atau F_c .

$$F_t = 21\,600 \text{ N}$$

$$F_s = 28\,270 \text{ N}$$

$$F_c = 21\,600 \text{ N}$$

Beban maksimum yang boleh diterima plat :

$$\begin{aligned}F_{\max} &= p \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t \\ &= 5 \cdot (0,6) \cdot 12\,000 = 36\,000 \text{ N}\end{aligned}$$

Efisiensi sambungan paku keling :

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{\text{beban terkecil } (F_t, F_s, F_c)}{F_{\max}} = \frac{F_t, \text{ atau } F_c}{p \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t} \\ &= \frac{21\,600}{36\,000} = 0,6 \rightarrow 60\%\end{aligned}$$

2. Hitung efisiensi tipe *double riveted double cover butt joint* pada plat setebal 20 mm, dengan menggunakan paku keling berdiameter 25 mm dan *pitch* 100 mm.

$$\bar{\sigma}_t = 120 \text{ MPa (bahan plat)}$$

$$\bar{\tau} = 100 \text{ MPa (bahan paku keling)}$$

$$\bar{\sigma}_c = 150 \text{ MPa (bahan paku keling)}$$

Ketahanan plat terhadap robekan (*tearing*) :

$$F_t = (p - d) \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t \\ = (100 - 25) (20) (120) = 180\,000 \text{ N}$$

Shearing resistance of the rivet

$$F_s = n \times 2 \times \frac{\pi}{4} d^2 (\bar{\tau}) \\ = 2 \times 2 \times \frac{\pi}{4} \cdot (2)^2 (100) = 196\,375 \text{ N}$$

Crushing resistance of the rivet

$$F_c = n \cdot d \cdot t \cdot \bar{\sigma}_c \\ = 2 \times 25 \times 20 \times 150 = 150\,000 \text{ N}$$

Efisiensi dihitung dari ketahanan yang paling kecil, yaitu ketahanan terhadap *tearing*, F_t atau F_c .

$$F_t = 180\,000 \text{ N}$$

$$F_s = 196\,375 \text{ N}$$

$$F_c = 150\,000 \text{ N}$$

Beban maksimum yang boleh diterima plat :

$$F_{\max} = p \cdot t \cdot \bar{\sigma}_t \\ = 100 \times 20 \times 120 = 240\,000 \text{ N}$$

Efisiensi sambungan paku keling :

$$\eta = \frac{\text{beban terkecil } (F_t, F_s, F_c)}{F_{\max}} \\ = \frac{150\,000}{240\,000} = 0,625 \rightarrow 62,5\%$$

7. Soal Latihan

1. Dua plat dengan tebal 16 mm disambung dengan *double riveted lap joint*. *Pitch* tiap baris paku keling 9 cm. Paku keling dengan diameter 2,5 cm. Tegangan ijin diasumsikan sebagai berikut :

$$\bar{\sigma}_t = 14000 \text{ N/cm}^2 \text{ (bahan plat)}$$

$$\bar{\tau} = 11000 \text{ N/cm}^2 \text{ (bahan paku keling)}$$

$$\bar{\sigma}_c = 24000 \text{ N/cm}^2 \text{ (bahan paku keling)}$$

Hitunglah : efisiensi sambungan paku keling

2. A *Single riveted double cover butt joint* digunakan untuk menyambung plat tebal 18 mm. Diameter paku keling 20 mm dan *pitch* 60 mm. Hitung efisiensi sambungan jika:

$$\bar{\sigma}_t = 100 \text{ N/mm}^2 \text{ (bahan plat)}$$

$$\bar{\tau} = 80 \text{ N/mm}^2 \text{ (bahan paku keling)}$$

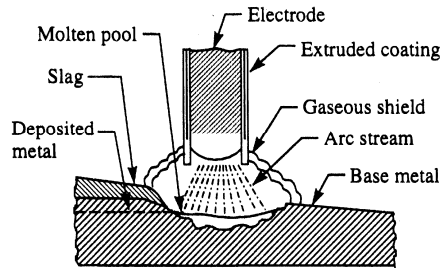
$$\bar{\sigma}_c = 160 \text{ N/mm}^2 \text{ (bahan paku keling)}$$

BAB 4 SAMBUNGAN LAS

Sambungan las (*welding joint*) merupakan jenis sambungan tetap. Sambungan las menghasilkan kekuatan sambungan yang besar.

Proses pengelasan secara umum dibedakan menjadi dua kelompok besar yaitu :

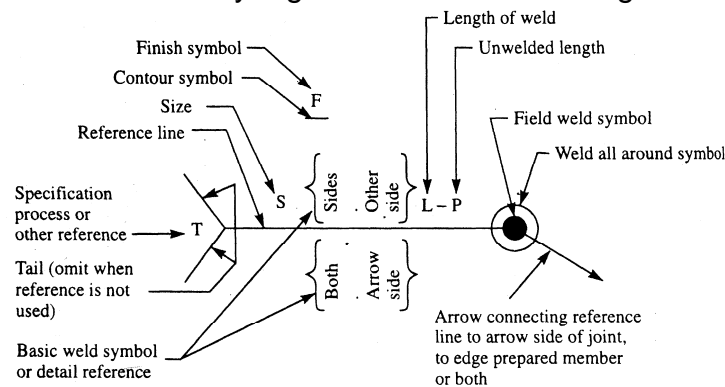
- Las dengan menggunakan panas saja atau *Fusion Welding* (cair/lebur) yang meliputi *thermit welding*, *gas welding* atau las karbit/las asitelin dan *electric welding* (las listrik).
- Las dengan menggunakan panas dan tekanan atau *Forge Welding* (tempa).



Gambar 1. Skema Pengelasan

Cara kerja pengelasan :

- Benda kerja yang akan disambung disiapkan terlebih dahulu mengikuti bentuk sambungan yang diinginkan.
- Pengelasan dilakukan dengan memanaskan material pengisi (penyambung) sampai melebur (mencair).
- Material pengisi berupa material tersendiri (las asitelin) atau berupa elektroda (las listrik).
- Setelah didinginkan maka material yang dilas akan tersambung oleh material pengisi.



Gambar 2. Simbol Pengelasan

S. No.	Desired weld	Representation on drawing
2.	Single V-butt weld – machining finish	
3.	Double V-butt weld	
4.	Plug weld – 30° Groove angle-flush contour	

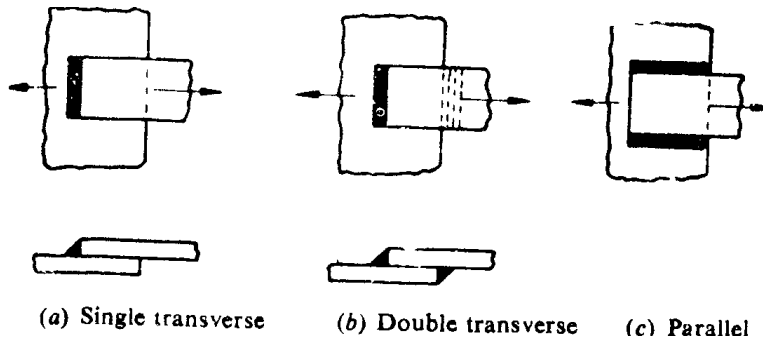
Gambar 3. Contoh Simbol Pengelasan

Tipe Sambungan Las

a. *Lap joint* atau *fillet joint* :

overlapping plat, dengan beberapa cara :

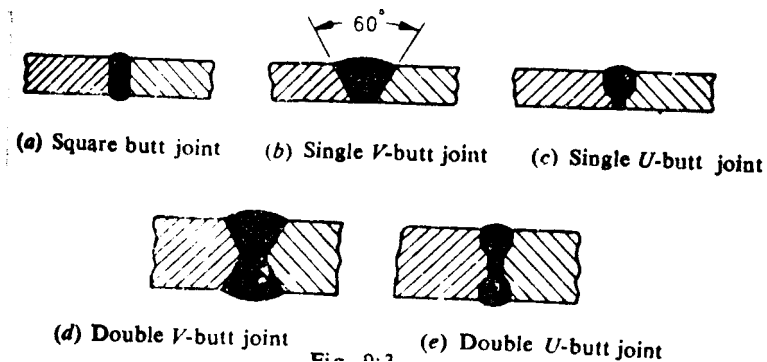
- *Single transverse fillet* (las pada satu sisi) : melintang
- *Double transverse fillet* (las pada dua sisi)
- *Parallel fillet joint* (las paralel)



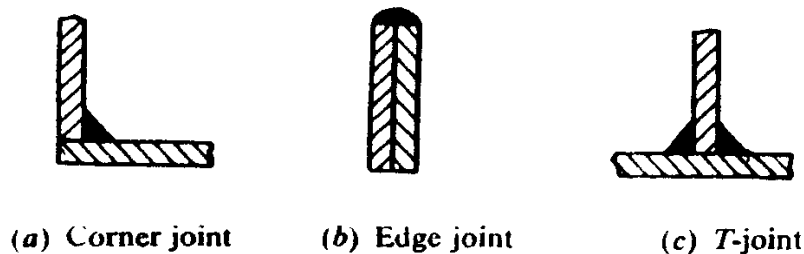
Gambar 4. Tipe Las *Lap Joint*

b. *Butt Joint*

- Pengelasan pada bagian ujung dengan ujung dari plat.
- Pengelasan jenis ini tidak disarankan untuk plat yang tebalnya kurang dari 5 mm
- Untuk plat dengan ketebalan plat (5 – 12,5) mm bentuk ujung yang disarankan adalah : tipe V atau U.



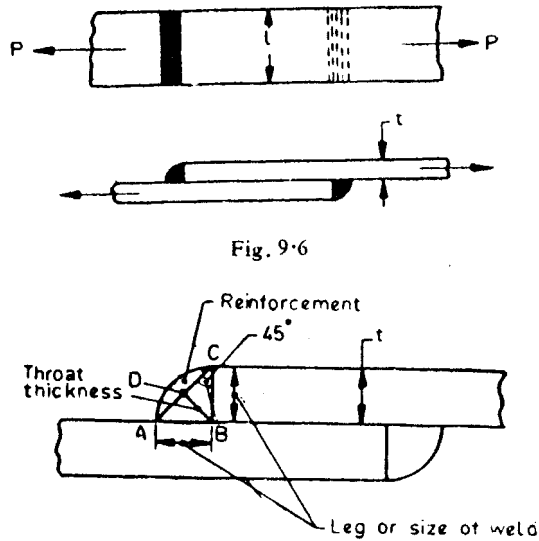
Gambar 5. Tipe Las *Butt Joint*



Gambar 6. Tipe Las Sudut

Perhitungan Kekuatan Las

a. Kekuatan *transverse fillet welded joint*



Gambar 7. Tipe Las Sudut

Jika

t : tebal las

L : panjang lasan

Throat thickness, BD : $\text{leg} \sin 45^\circ = \frac{t}{\sqrt{2}} = 0.707 t$

A : Luas area minimum dari las (*throat weld*)

= throat thickness x length of weld

$$= \frac{t \times L}{\sqrt{2}} = 0.707 t \times L$$

σ_t = tegangan tarik ijin bahan las.

Tegangan tarik/kekuatan tarik maksimum sambungan las :

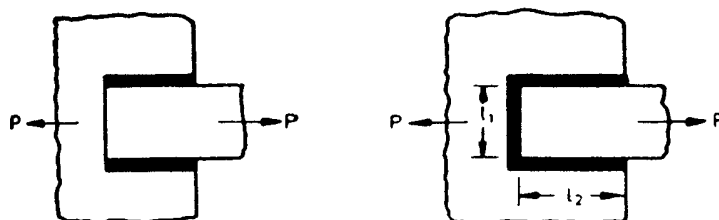
- **Single fillet :**

$$F = \frac{t \times L}{\sqrt{2}} \times \bar{\sigma}_t = 0.707 \times t \times L \times \bar{\sigma}_t$$

- **Double fillet :**

$$F = 2 \frac{t \times L}{\sqrt{2}} \times \bar{\sigma}_t = 1,414 \times t \times L \times \bar{\sigma}_t$$

b. Kekuatan las paralel *fillet*



Gambar 8. Tipe Las Paralel Fillet

A : luas lasan minimum $= \frac{t \times L}{\sqrt{2}} = 0,707 t \times L$

Jika $\bar{\tau}$: tegangan geser ijin bahan las

- Gaya geser maksimum *single paralel fillet* :

$$F_s = \frac{t \times L}{\sqrt{2}} \times \bar{\tau} = 0,707 \times t \times L \times \bar{\tau}$$

- Gaya geser maksimum *double paralel fillet* :

$$F_s = 2 \frac{t \times L}{\sqrt{2}} \times \bar{\tau} = 1,414 \times t \times L \times \bar{\tau}$$

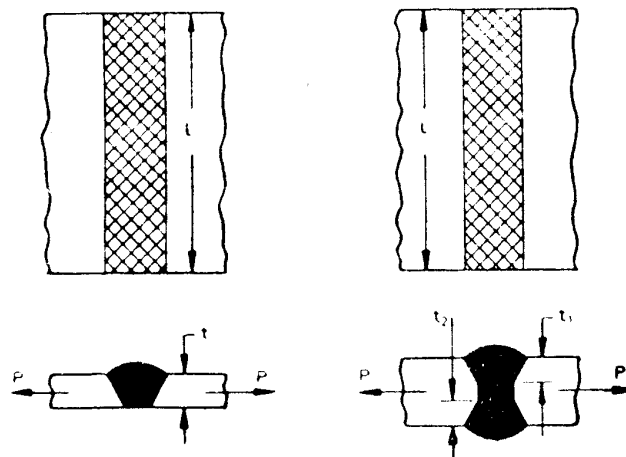
Hal yang perlu diperhatikan dalam desain adalah :

- Tambahkan panjang 12,5 mm pada lasan untuk keamanan.
- Untuk gabungan paralel dan *transverse fillet (melintang)*, kekuatan lasan merupakan jumlah kekuatan dari paralel dan *transverse*.

$$F_{\text{total}} = F_{\text{paralel}} + F_{\text{transverse}}$$

c. Kekuatan *butt joint weld*

- Digunakan untuk beban tekan /kompensi
- Panjang leg sama dengan *throat thickness* sama dengan *thickness of plates (t)*



Gambar 9. Tipe Las *Butt Joint*

Gaya tarik maksimum :

- *Single V butt joint*, $F_t = t \cdot L \cdot \bar{\sigma}_t$
- *Double V butt joint*, $F_t = (t_1 + t_2) L \times \bar{\sigma}_t$

Tabel 1. Rekomendasi Ukuran Las Minimum

Tebal plat (mm)	Ukuran las minimmm (mm)
3 – 5	3
6 – 8	5
10 – 16	6
18 – 24	10
26 – 58	14
> 58	20

Tegangan Sambungan Las

Tegangan pada sambungan las, sulit dihitung karena variabel dan parameter tidak terprediksikan, misalnya :

- Homogenitas bahan las/elektroda
- Tegangan akibat panas dari las
- Perubahan sifat-sifat fisik.

Dalam perhitungan kekuatan diasumsikan bahwa :

- Beban terdistribusi merata sepanjang lasan
- Tegangan terdistribusi merata

Tabel 2. Harga Tegangan Sambungan Las Dengan Beberapa Electrode Dan Beban

Tipe Las	Bare Electrode		Covered Electrode	
	Steady (MPa)	Fatigue (MPa)	Steady (MPa)	Fatigue (MPa)
Fillet welds (all types)	80	21	98	35
Butt welds	90	35	110	55
a. Tension				
b. Compression	100	35	125	55
c. Shear	55	21	70	35

Faktor Konsentrasi Tegangan Las

Konsentrasi tegangan (k) untuk *static loading and any type of joint*, $k = 1$

Tabel 3. Faktor Konsentrasi Tegangan Untuk Beban Fatigue

No.	Tipe Las	Faktor k
1.	Reinforced butt welds	1,2
2.	Toe of transverse fillet	1,5
3.	End of parallel fillet	2,7
4.	T - butt joint with sharp corner	2,0

Konsentrasi tegangan terjadi akibat penambahan material yang berasal dari material dasar yang mungkin berbeda dengan material utama yang disambung.

Contoh Soal

1. Sebuah plat lebar 100 mm tebal 10 mm disambung dengan menggunakan las tipe double parallel fillets. Plat menerima beban statis sebesar 80 kN. Hitung panjang las yang diperlukan jika tegangan geser ijin las tidak boleh melebihi 55 MPa.

Jawab :

Diketahui :

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

$$\tau_{\max} = 55 \text{ MPa}$$

$$F = 80 \text{ kN}$$

Panjang total lasan (double parallel fillets) untuk beban statis

$$F = 1,414 \cdot t \cdot L \cdot \tau_{\max}$$

$$80 \times 10^6 = 1,414 \cdot 10 \cdot L \cdot 55$$

$$L = \frac{80 \times 10^6}{1,414 \times 10 \times 55} = 103 \text{ mm}$$

$$L_{\text{tot}} = 103 + 12,5 = 115,5 \text{ mm.}$$

2. Dua plat baja lebar 10 cm, tebal 1,25 cm dilas dengan cara *double transverse fillet weld*. Tegangan tarik maksimum tidak boleh melebihi 700 kg/cm^2 . Hitung panjang dari lasan untuk kondisi beban statis dan dinamis.

Jawab :

Diketahui :

$b = 10 \text{ cm}$

$t = 1,25 \text{ cm}$

$$\sigma_{t \text{ max}} = 700 \text{ kg/cm}^2 = 7\,000 \text{ N/cm}^2$$

a. Panjang total lasan untuk beban statis (*double transverse fillet weld*)

- F_{max} yang dapat diterima plat :

$$\begin{aligned} F_{\text{max}} &= \sigma_{t \text{ max}} \cdot A \\ &= 7\,000 \cdot b \cdot t \\ &= 7000 \cdot 10 \cdot 1,25 = 87\,500 \text{ N} \end{aligned}$$

- $F = 1,414 \cdot t \cdot L \cdot \sigma_{t \text{ max}}$
 $87\,500 = 1,414 \cdot 1,25 \cdot L \cdot 7000$

$$L = \frac{87\,500}{1,414 \times 1,25 \times 7000} = 7,07 \text{ cm}$$

- Untuk mereduksi kesalahan pada saat pengelasan, panjang + 1,25 cm
- Panjang lasan beban statis :
 $L_{\text{tot}} = L + 1,25 = 7,07 + 1,25 = 8,32 \text{ cm.}$

b. Panjang las untuk beban dinamis

- Faktor konsentrasi beban *transverse fillet weld* = 1,5
- Tegangan ijin $\tau_t = \frac{\tau_t}{k} = \frac{7000}{1,5} = 4650 \text{ N/cm}^2$
- $F_{\text{max}} = 1,414 \cdot t \cdot L \cdot \bar{\sigma}_t$
 $87\,500 = 1,414 \cdot 1,25 \cdot L \cdot 4650$

$$L = \frac{87500}{1,414 \times 1,25 \times 4650} = 10,6 \text{ cm}$$

- $L_{\text{tot}} = L + 1,25 = 10,6 + 1,25 = 11,85 \text{ cm}$

3. Plate lebar : 100 mm, tebal 12,5 mm disambung dengan las *parallel fillet welds*. Beban pada plat 50 kN. Hitung panjang lasan jika tegangan geser maksimum tidak boleh melebihi 56 N/mm². Hitung dalam beban statis dan dinamis.

Jawab :

Diketahui :

Lebar plat, $b = 100 \text{ mm}$

$t = 12,5 \text{ mm}$

$F = 50 \text{ kN} = 5000 \text{ N}$

$\tau_{\max} = 56 \text{ N/mm}^2$

- a. Panjang lasan untuk beban statis (*parallel fillet welds*):

$$F = \sqrt{2} \cdot t \cdot L \cdot \tau$$

$$L = \frac{F}{\sqrt{2} \cdot t \cdot \tau} = \frac{5000}{\sqrt{2} \cdot 12,5 \cdot 56} = 50,5 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang } L_{\text{total}} = L + 12,5 \text{ mm} = 50,5 + 12,5 = 63 \text{ mm}$$

- b. Panjang lasan untuk beban dinamis.

- Faktor konsentrasi tegangan (k) *parallel fillet* = 2,7

- Tegangan geser ijin, $\bar{\tau} = \frac{\tau}{k} = \frac{56}{2,7} = 20,74 \text{ N/mm}^2$

- $F = \sqrt{2} \cdot t \cdot L \cdot \tau$

$$L = \frac{F}{\sqrt{2} \cdot t \cdot \tau} = \frac{5000}{\sqrt{2} \cdot 12,5 \cdot 20,74} = 136,4 \text{ mm}$$

- $L_{\text{total}} = L + 12,5 \text{ mm} = 136,4 + 12,5 = 148,9 \text{ mm}$

4. Sebuah plat dengan lebar 75 mm dan tebal 12,5 mm di sambung dengan plat lain dengan single transverse weld and double parallel fillet seperti gambar. Tegangan tarik maksimum 70 MPa dan tegangan geser 56 MPa. Hitung panjang setiap parallel fillet untuk beban statis dan fatigue.

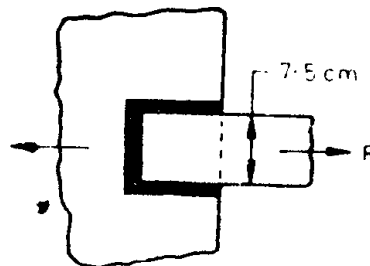
Jawab :

$b = 75 \text{ mm}$

$t = 12,5 \text{ mm}$

$\sigma = 70 \text{ MPa}$

$\tau = 56 \text{ MPa}$



- a. Panjang lasan setiap parallel filet untuk Beban Statis

- Panjang lasan melintang (transverse) :

$$L_1 = 75 - 12,5 = 62,5 \text{ mm}$$

- Beban maksimum yang dapat diterima plat :

$$F = A \times \sigma = 75 \times 12,5 \times 70 = 65625 \text{ N}$$

- Beban yang dapat diterima single transverse weld :

$$F_1 = 0,707 \times t \times L_1 \times \sigma$$

$$= 0,707 \times 12,5 \times 62,5 \times 70 = 38664 \text{ N}$$

- Beban yang dapat diterima double parallel fillet weld :

$$F_2 = 1,414 \times t \times L_2 \times \tau = 1,414 \times 12,5 \times L_2 \times 56 = 990 L_2$$

- Beban maksimum (total) :

$$F_{\text{tot}} = F_1 + F_2$$

$$65\,625 = 38\,664 + 990 L_2$$

$$L_2 = 27,2 \text{ mm}$$

- Panjang lasan setiap parallel fillet
= $27,2 + 12,5 = 39,7 \text{ mm}$

b. Panjang lasan setiap parallel fillet untuk Beban Fatigue:

- Faktor konsentrasi tegangan transverse weld = 1,5
- Faktor konsentrasi tegangan parallel fillet weld = 2,7
- Tegangan tarik ijin : $\sigma = 70 / 1,5 = 46,7 \text{ MPa}$
- Tegangan geser ijin : $\tau = 56 / 2,7 = 20,74 \text{ MPa}$
- Beban yang dapat diterima single transverse weld :
 $F_1 = 0,707 \times t \times L_1 \times \sigma$
 $= 0,707 \times 12,5 \times 62,5 \times 46,7 = 25\,795 \text{ N}$

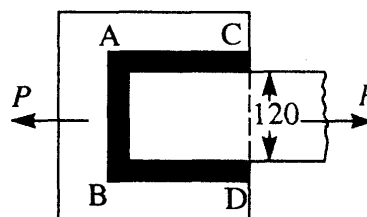
- Beban yang dapat diterima double parallel fillet weld :
 $F_2 = 1,414 \times t \times L_2 \times \tau$
 $= 1,414 \times 12,5 \times L_2 \times 20,74 = 366 L_2$

- Beban maksimum (total) :
 $F_{\text{tot}} = F_1 + F_2$
 $65\,625 = 25\,795 + 366 L_2$
 $L_2 = 108,8 \text{ mm}$

- Panjang lasan setiap parallel fillet
= $108,8 + 12,5 = 121,3 \text{ mm}$

Soal Latihan

1. Sebuah plat lebar 100 mm dan tebal 10 mm disambung dengan plat lain dengan cara dilas menggunakan tipe transverse weld at the end. Jika plat digunakan untuk menerima beban 70 kN dan tegangan tarik ijin tidak boleh melebihi 70 MPa, hitung panjang las berdasarkan beban statis dan beban fatigue.
2. Sebuah plat lebar 100 mm dan tebal 10 mm disambung dengan plat lain dengan cara dilas menggunakan tipe double parallel fillets. Jika plat digunakan untuk menerima beban 70 kN. dan tegangan geser ijin tidak boleh melebihi 56 MPa, hitung panjang las berdasarkan beban statis dan beban fatigue.
3. Sebuah plat dengan lebar 120 mm dan tebal 15 mm di sambung dengan plat lain dengan *single transverse weld and double parallel fillet weld* seperti gambar. Tegangan tarik maksimum 70 MPa dan tegangan geser 56 MPa. Hitung panjang las parallel fillet untuk **beban statis dan fatigue**.



BAB 5 SAMBUNGAN BAUT

Sambungan mur baut (Bolt) banyak digunakan pada berbagai komponen mesin. Sambungan mur baut **bukan merupakan sambungan tetap**, melainkan **dapat dibongkar pasang dengan mudah**.

Beberapa keuntungan penggunaan sambungan mur baut :

- Mempunyai kemampuan yang tinggi dalam menerima beban.
- Kemudahan dalam pemasangan
- Dapat digunakan untuk berbagai kondisi operasi
- Dibuat dalam standarisasi
- Efisiensi tinggi dalam proses manufaktur

Kerugian utama sambungan mur baut adalah **mempunyai konsentrasi tegangan yang tinggi di daerah ulir**.

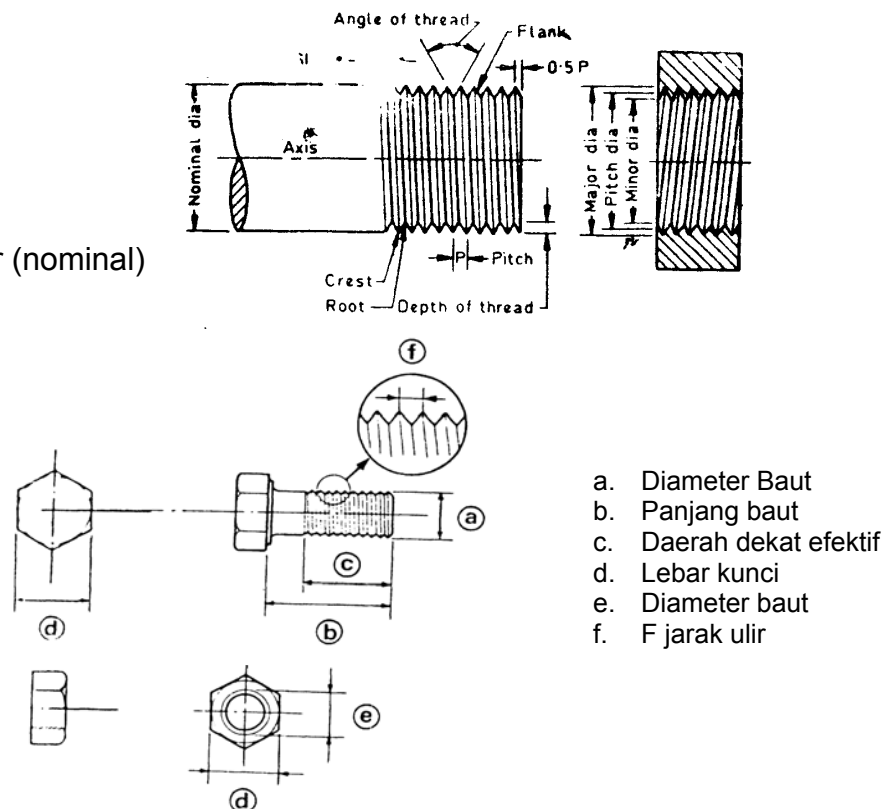
1. Tata Nama Baut

- a. Diameter mayor adalah diameter luar baik untuk ulir luar maupun dalam.
- b. Diameter minor adalah diameter ulir terkecil atau bagian dalam dari ulir.
- c. Diameter *pitch* adalah diameter dari lingkaran imajiner atau diameter efektif dari baut
- d. *Pitch* adalah jarak yang diambil dari satu titik pada ulir ke titik berikutnya dengan posisi yang sama.

$$Pitch = \frac{1}{\text{jumlah ulir per panjang baut}} \quad (1)$$

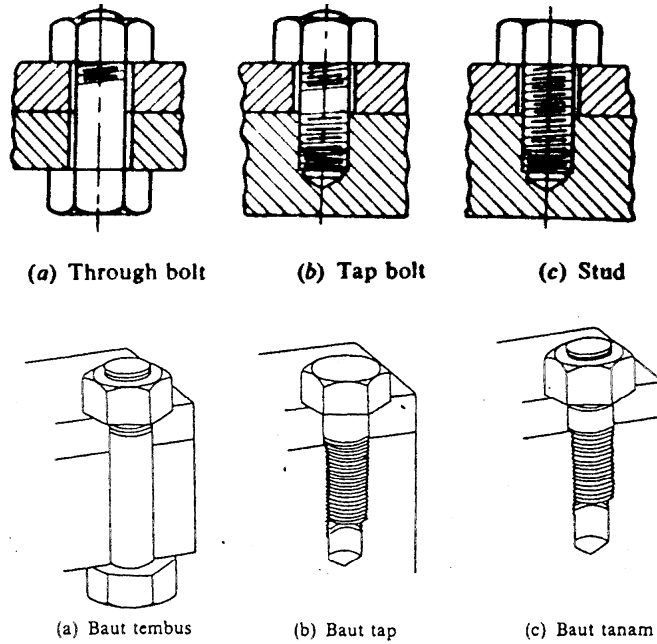
- e. *Lead* adalah jarak antara dua titik pada kemiringan yang sama atau jarak lilitan.

d_o : diameter mayor (nominal)
 d_i : diameter minor
 d_p : diameter *pitch*



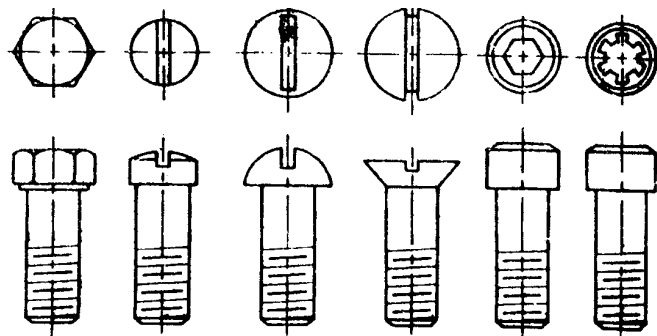
Gambar 1. Bagian-Bagian Baut

Jenis-jenis baut yang biasa digunakan sebagai berikut :

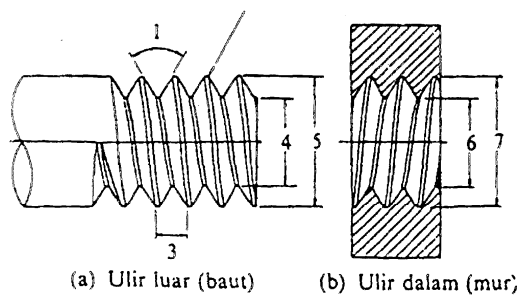


Gambar 2. Jenis Baut

Jenis-jenis sekrup yang biasa digunakan sebagai berikut :



Gambar 3. Jenis Sekrup



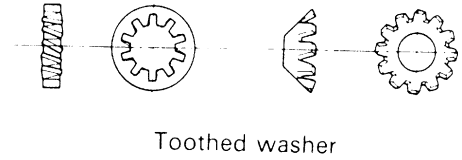
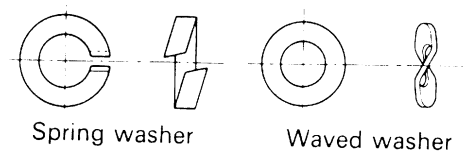
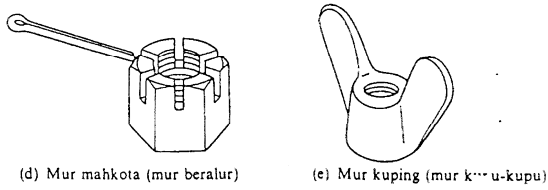
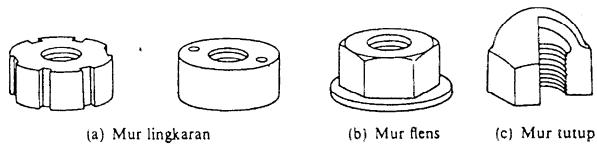
Gbr. 7.2 Nama bagian-bagian ulir.

1. Sudut ulir
2. Puncak ulir luar
3. Jarak bagi
4. Diameter inti dari ulir luar
5. Diameter luar dari ulir luar
6. Diameter dalam dari ulir dalam
7. Diameter luar dari ulir dalam

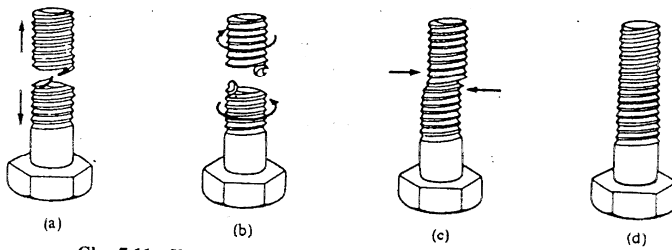
Gambar 4. Tata Nama Ulir

JENIS-JENIS MUR

Diktat-elmes-agustinus purna irawan-tm.ft.untar



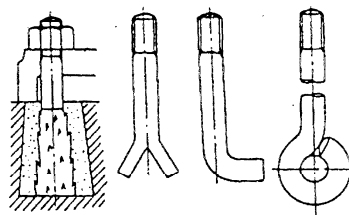
KERUSAKAN BAUT



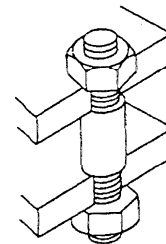
Gbr. 7.11 Kerusakan pada baut.
(a) putus karena tarikan
(b) putus karena puntiran

(c) tergeser
(d) ulir lumur (dol)

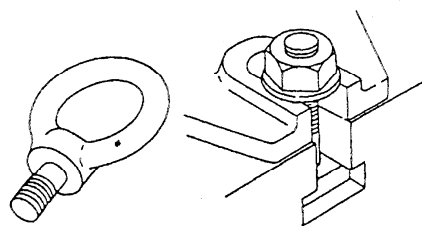
Baut dengan pemakaian khusus



(a) Baut pondasi

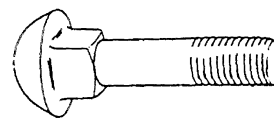


(b) Baut penahan



(c) Baut mata

(d) Baut T



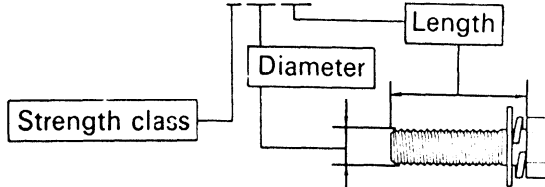
(e) Baut kereta

Contoh Pengkodean Baut

Klas pengerasan, diameter dan panjang baut yang digunakan pada kendaraan TOYOTA dapat diketahui dari nomer partnya.

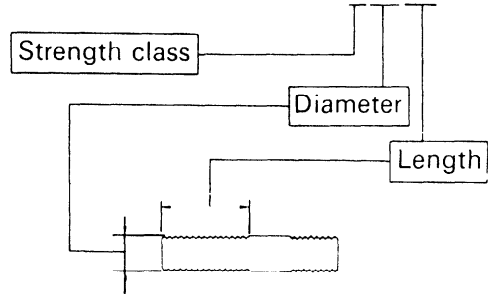
- Kepala baut segi enam (hexagonal head bolt)

Part No. 91111-40620











- Baut tanam (stud bolt)

Part No. 92132-40620



Torsi Pengencangan Baut

	Tanda	Klas Pengerasan
Baut kepala segi enam	 No. 4- kepala baut 5- 6- 7-	4T 5T 6T 7T
	 Tanpa tanda	4T
Baut segi enam dengan plat Baut segi enam dengan washer	 Tanpa garis menonjol	4T
Baut kepala segi enam	 Dua garis menonjol	5T
Baut segi enam dengan plat Baut segi enam dengan washer	 Dua garis menonjol	6T
Baut kepala segi enam	 Tiga garis menonjol	7T
Baut tanam	Tanpa tanda 	4T
	Beralur 	6T

Besar Torsi Pengencangan Baut

Klas pengerasan	Diameter (mm)	Jarak ulir (mm)	Momen Spesifikasi					
			Baut segi enam			Baut Segi Enam Dengan Plat		
			kg-cm	ft-lb	N·m	kg-cm	ft-lb	N·m
4T	6	1	55	48 in.-lb	5.4	60	52 in.-lb	5.9
	8	1.25	130	9	13	145	10	14
	10	1.25	260	19	25	290	21	28
	12	1.25	480	35	47	540	39	53
	14	1.5	760	55	75	850	61	83
	16	1.5	1,150	83	113	–	–	–
5T	6	1	65	56 in.-lb	6.4	–	–	–
	8	1.25	160	12	16	–	–	–
	10	1.25	330	24	32	–	–	–
	12	1.25	600	43	59	–	–	–
	14	1.5	930	67	91	–	–	–
	16	1.5	1,400	101	137	–	–	–
6T	6	1	80	69 in.-lb	7.8	90	78 in.-lb	8.8
	8	1.25	195	14	19	215	16	21
	10	1.25	400	29	39	440	32	43
	12	1.25	730	53	72	810	59	79
	14	1.5	–	–	–	1,250	90	123
7T	6	1	110	8	11	120	9	12
	8	1.25	260	19	25	290	21	28
	10	1.25	530	38	52	590	43	58
	12	1.25	970	70	95	1,050	76	103
	14	1.5	1,500	108	147	1,700	123	167
	16	1.5	2,300	166	226	–	–	–

2. Tegangan Pada Baut

Tegangan yang terjadi pada baut dibedakan menjadi tiga kelompok berdasarkan gaya yang mempengaruhinya. Tegangan tersebut adalah sebagai berikut :

- Tegangan dalam akibat gaya kerja
- Tegangan akibat gaya luar
- Tegangan kombinasi

2.1 Tegangan dalam

Tegangan akibat gaya yang berasal dari dalam baut sendiri meliputi tegangan-tegangan sebagai berikut :

a. Tegangan tarik

- Gaya awal pada baut :

$$F_c = 284 d \text{ (kg)}$$

$$F_c = 2840 d \text{ (N) untuk Sistem Internasional (3)}$$

(2)

Dengan :

F_i : *initial tension* / gaya awal

d : diameter nominal/mayor (mm)

b. Tegangan geser torsional

Jika : T : torsi
 J : momen inersia *polar*
 τ : tegangan geser
 r : jari – jari

maka berlaku hubungan :

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{r} \text{ maka } \tau = \frac{T}{J} \times r$$

Momen inersia *polar* untuk baut :

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4$$

$$r = \frac{d_i}{2}$$

- Tegangan geser torsional adalah :

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{32} d_i^4} \cdot \frac{d_i}{2} \text{ maka } \tau = \frac{16 T}{\pi d_i^3} \quad (4)$$

- Tegangan geser pada ulir :

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_i \cdot b \cdot n} \quad (\text{tegangan geser pada baut}) \quad (5)$$

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_o \cdot b \cdot n} \quad (\text{tegangan geser pada mur}) \quad (6)$$

dengan : d_i : diameter minor
 d_o : diameter mayor
 b : lebar ulir pada arah melintang
 n : jumlah ulir

- Tegangan *crushing* pada ulir :

$$\sigma_c = \frac{F}{\pi \cdot (d_o^2 - d_i^2) n} \quad (7)$$

- Tegangan lentur :

$$\sigma_b = \frac{x \cdot E}{2 \cdot L} \quad (8)$$

dengan :

x : perbedaan tinggi sudut ekstrem mur atau kepala.
 E : modulus elastisitas bahan baut
 L : panjang baut

2.2. Tegangan akibat gaya luar

Tegangan pada baut akibat gaya luar yang bekerja pada baut tersebut sebagai berikut :

a. Tegangan tarik

F : gaya luar yang dikerjakan
 d_i : diameter minor
 σ_t : tegangan tarik ijin bahan baut

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot \sigma_t \text{ maka } d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_t}} \quad (9)$$

Catatan :

- Jika jumlah baut lebih dari satu, maka :

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot \sigma_e \cdot n, \quad \text{dengan } n : \text{jumlah baut} \quad (10)$$

- Jika pada tabel standar baut tidak tersedia maka digunakan :

$$d_i = 0,84 d_o \quad \text{dengan } d_o : \text{diameter mayor} \quad (11)$$

b. Tegangan geser

F_s : gaya geser

d_o : diameter mayor (nominal)

n : jumlah baut

$$F_s = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot \tau \cdot n \quad \text{maka} \quad d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \tau \cdot n}} \quad (12)$$

c. Tegangan kombinasi

- Tegangan geser maksimum :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau^2 + \left(\frac{\sigma_t}{2}\right)^2} \quad (13)$$

- Tegangan tarik maksimum :

$$\sigma_{t(\max)} = \frac{\sigma_t}{2} + \sqrt{\tau^2 + \left(\frac{\sigma_t}{2}\right)^2} \quad (14)$$

d. Tegangan dengan kombinasi beban.

- Gaya awal pada baut, F_1
- Gaya luar pada baut, F_2
- Gaya resultan baut, F
- Perbandingan elastisitas bahan baut dan bahan komponen, a
- Gaya resultan yang harus diperhitungkan pada baut :

$$F = F_1 + \left(\frac{a}{1+a}\right) F_2$$

$$\text{Jika : } \left(\frac{a}{1+a}\right) = k$$

$$F = F_1 + k F_2 \quad (15)$$

Tabel 1. Harga k Untuk Beberapa Sambungan Baut

No.	Tipe Sambungan	$k = \frac{a}{1+a}$
1.	Metal dengan metal, baut dan mur	0,00 - 0,10
2.	<i>Gasket hard copper</i> , mur baut panjang	0,25 - 0,50
3.	<i>Gasket soft copper</i> , mur baut panjang	0,50 - 0,75
4.	<i>Soft packing</i> (lembut / lunak), mur baut	0,75 - 1,00
5.	<i>Soft packing</i> dengan baut ulir penuh / <i>studs</i>	1,00

Tabel 2. Daftar Ukuran Baut – Mur Standar

Designation	Pitch mm	Major or nominal diameter Nut and Bolt ($d = D$) mm (3)	Effective or pitch diameter Nut and Bolt (d_p) mm (4)	Minor or core diameter (d_c) mm		Depth of thread (bolt) mm (7)	Stress area mm ² (8)
				Bolt (5)	Nut (6)		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Coarse series							
M 0.4	0.1	0.400	0.335	0.277	0.292	0.061	0.074
M 0.6	0.15	0.600	0.503	0.416	0.438	0.092	0.166
M 0.8	0.2	0.800	0.670	0.555	0.584	0.123	0.295
M 1	0.25	1.000	0.838	0.693	0.729	0.153	0.460
M 1.2	0.25	1.200	1.038	0.893	0.929	0.158	0.732
M 1.4	0.3	1.400	1.205	1.032	1.075	0.184	0.983
M 1.6	0.35	1.600	1.373	1.171	1.221	0.215	1.27
M 1.8	0.35	1.800	1.573	1.371	1.421	0.215	1.70
M 2	0.4	2.000	1.740	1.509	1.567	0.245	2.07
M 2.2	0.45	2.200	1.908	1.648	1.713	0.276	2.48
M 2.5	0.45	2.500	2.208	1.948	2.013	0.276	3.39
M 3	0.5	3.000	2.675	2.387	2.459	0.307	5.03
M 3.5	0.6	3.500	3.110	2.764	2.850	0.368	6.78
M 4	0.7	4.000	3.545	3.141	3.242	0.429	8.78
M 4.5	0.75	4.500	4.013	3.580	3.688	0.460	11.3
M 5	0.8	5.000	4.480	4.019	4.134	0.491	14.2
M 6	1	6.000	5.350	4.773	4.918	0.613	20.1
M 7	1	7.000	6.350	5.773	5.918	0.613	28.9
M 8	1.25	8.000	7.188	6.466	6.647	0.767	36.6
M 10	1.5	10.000	9.026	8.160	8.876	0.920	58.3
M 12	1.75	12.000	10.863	9.858	10.106	1.074	84.0
M 14	2	14.000	12.701	11.546	11.835	1.227	115
M 16	2	16.000	14.701	13.546	13.835	1.227	157
M 18	2.5	18.000	16.376	14.933	15.294	1.534	192
M 20	2.5	20.000	18.376	16.933	17.294	1.534	245
M 22	2.5	22.000	20.376	18.933	19.294	1.534	303
M 24	3	24.000	22.051	20.320	20.752	1.840	353
M 27	3	27.000	25.051	23.320	23.752	1.840	459
M 30	3.5	30.000	27.727	25.706	26.211	2.147	561
M 33	3.5	33.000	30.727	28.706	29.211	2.147	694
M 36	4	36.000	33.402	31.093	31.670	2.454	817
M 39	4	39.000	36.402	34.093	34.670	2.454	976
M 42	4.5	42.000	39.077	36.416	37.129	2.760	1104
M 45	4.5	45.000	42.077	39.416	40.129	2.760	1300
M 48	5	48.000	44.752	41.795	42.587	3.067	1465
M 52	5	52.000	48.752	45.795	46.587	3.067	1755

3. Contoh Soal

1. Dua komponen mesin akan disambung dengan baut tipe *tap bolt* diameter nominal : 24 mm. Hitung tegangan tarik dari baut.

Jawab :

$$d_o = 24 \text{ mm} \quad (\text{M 24})$$

$$\text{Dari tabel baut diperoleh } d_i = 20,32 \text{ mm} = 2,032 \text{ cm}$$

- Gaya awal baut :

$$F = 284 d_o$$

$$= 284 \cdot (24) = 6816 \text{ kg}$$

$$= 68160 \text{ N}$$

- Beban aksial pada baut :

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot \sigma_t$$

$$68160 = \frac{\pi}{4} (2,032)^2 \cdot \sigma_t$$

$$\sigma_t = 21000 \text{ N/cm}^2 \text{ (tegangan tarik baut)}$$

2. Sebuah baut digunakan untuk mengangkat beban 60 kN. Tentukan ukuran baut yang digunakan jika tegangan tarik ijin : 100 N/mm². Asumsikan ulir kasar (lihat toleransi desain baut).

Jawab :

$$F = 60 \text{ kN} = 60000 \text{ N}$$

$$\sigma_t = 100 \text{ N/mm}^2$$

- Hubungan gaya dengan tegangan tarik dari baut :

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot \sigma_t$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot \sigma_t}} = \sqrt{\frac{4 \times 60000}{\pi \cdot 100}}$$

$$d_i = 27,64 \text{ mm}$$

- Dari tabel baut diperoleh baut standar adalah M33 dengan

$$d_i = 28,706 \text{ mm}, d_o = 33 \text{ mm}$$

3. Dua poros dihubungkan dengan kopling dengan torsi 2500 Ncm. Kopling flens disambung dengan baut sebanyak 4 buah, dengan bahan sama dan jari-jari 3 cm. Hitung ukuran baut, jika tegangan geser ijin material baut : 3000 N/cm².

Jawab :

$$T = 2500 \text{ Ncm}$$

$$n = 4 \text{ buah}$$

$$R = 3 \text{ cm}$$

$$\tau = 3000 \text{ N/cm}^2$$

- Gaya geser yang terjadi :

$$T = F_s \cdot R$$

$$F_s = \frac{T}{R} = \frac{2500}{3} = 833,3 \text{ N}$$

- Diameter baut dengan beban geser :

$$F_s = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \tau \cdot n$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \tau \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 833,3}{\pi \cdot 3000 \cdot 4}} = 0,298 \text{ cm}$$

$$d_i = 2,98 \text{ mm}$$

- Baut standard : M 4 dengan $d_i = 3,141 \text{ mm}$ dan $d_o = 4 \text{ mm}$

4. *Cylinder head* dari sebuah *steam engine* diikat dengan 14 baut. Diameter efektif dari silinder 35 cm dan tekanan uap 85 N/cm^2 . Diasumsikan baut tidak mengalami tegangan awal. Hitung ukuran baut jika tegangan tarik ijin : 2000 N/cm^2

Jawab :

Diketahui :

$$n = 14$$

$$D_1 = 35 \text{ cm} \text{ (diameter efektif silinder)}$$

$$p = 85 \text{ N/cm}^2 \text{ (tekanan uap)}$$

$$\sigma_t = 2000 \text{ N/cm}^2$$

- Gaya total akibat tekanan uap dalam silinder :

$$p = \frac{F}{A} \Rightarrow F = p \cdot A$$

$$= p \cdot \frac{\pi}{4} D_1^2$$

$$= 85 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 35^2$$

$$= 81780 \text{ N}$$

- Ukuran baut :

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \sigma_t \cdot n$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_t \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 81780}{\pi \cdot 2000 \cdot 14}}$$

$$= 1,93 \text{ cm} = 19,3 \text{ mm}$$

- Diperoleh baut standard M 24 dengan $d_i = 20,32 \text{ mm}$ dan $d_o = 24 \text{ mm}$

5. *Cylinder head* dari mesin uap menerima tekanan uap $0,7 \text{ N/mm}^2$, dibaut dengan 12 baut. *Soft copper gasket*/gasket dari bahan tembaga lunak digunakan untuk melapisi *cylinder head* tersebut. Diameter efektif silinder 300 mm, hitung ukuran baut jika tegangan baut tidak boleh melebihi 100 N/mm^2 .

Jawab :

$$p = 0,7 \text{ N/mm}^2$$

$$n = 12$$

$$D_1 = 300 \text{ mm}$$

$$\sigma_t = 100 \text{ N/mm}^2$$

- Gaya total pada *cylinder head* akibat tekanan uap :

$$p = \frac{F}{A}$$

$$F = p \cdot A = p \cdot \frac{\pi}{4} D_1^2$$

$$= 0,7 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 300^2 = 49500 \text{ N}$$

- Gaya eksternal untuk tiap baut :

$$F_2 = \frac{F}{n} = \frac{49500}{12} = 4125 \text{ N}$$

- Ukuran baut :

$$F_1 = 2840 \text{ d (N) dengan d dalam mm.}$$

$$F_{\text{total}} = F_1 + k \cdot F_2$$

k untuk *soft copper gasket* (tabel 1)

k = 0,5 (diambil harga minimum)

$$F_{\text{total}} = 2840 \cdot d + 0,5 \cdot 4125$$

$$= 2840 \cdot d + 2062,5$$

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 \sigma_t$$

$$2840 \cdot d + 2062,5 = \frac{\pi}{4} d_i^2 100$$

$$78,55 d_i^2 - 2840 d = 2062,5$$

$$d_i = 0,84 d$$

(karena tidak tersedia dalam tabel, di soal tidak diketahui)

$$78,55 (0,84 d)^2 - 2840 d = 2062,5$$

$$d = 51,9 \text{ mm}$$

- Diambil baut M52 dengan $d_i = 45,795 \text{ mm}$ dan $d_o = 52 \text{ mm}$

Soal Latihan

1. Hitunglah besar gaya tarik maksimum yang diijinkan pada baut ukuran M 20 dan M 36, jika diasumsikan baut tidak mempunyai gaya awal dan tegangan tarik ijin bahan baut sebesar 200 MPa.

Jawaban : 49 kN dan 16,43 kN

2. Sebuah baut digunakan untuk membawa beban sebesar 20 kN. Hitung ukuran baut standar yang sesuai untuk beban tersebut jika tegangan tarik yang terjadi tidak boleh melebihi 100 MPa.

Jawaban : M 20

3. Sebuah cylinder head dari steam engine menerima tekanan sebesar 1 N/mm^2 diikat dengan 12 buah baut. Diameter efektif kepala silinder tersebut adalah 300 mm. Sebuah soft copper gasket digunakan sebagai penahan kebocoran antara silinder dan kepala silinder. Hitung dimensi baut standar yang digunakan jika tegangan pada baut tidak boleh melebihi 100 MPa.

Jawaban : M 36

BAB 6

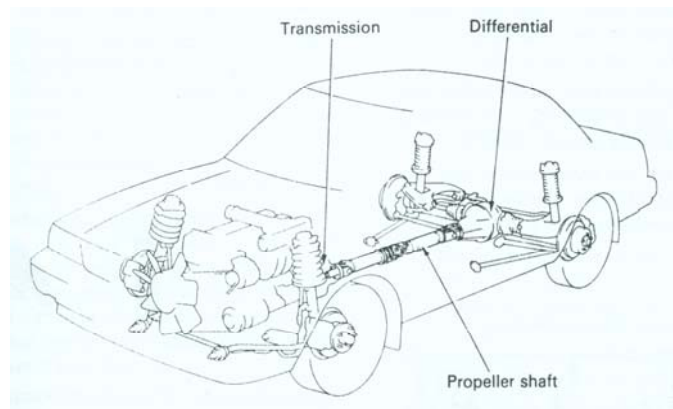
P O R O S

Poros merupakan salah satu komponen terpenting dari suatu mesin yang membutuhkan putaran dalam operasinya. Secara umum poros digunakan untuk meneruskan daya dan putaran.

1. Jenis-jenis poros:

a. Poros transmisi

- Beban berupa : momen puntir dan momen lentur
- Daya dapat ditransmisikan melalui : kopling, roda gigi, belt, rantai.



b. Spindel

- Poros transmisi yang relatif pendek, misal : poros utama mesin perkakas dengan beban utama berupa puntiran.
- Deformasi yang terjadi harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.



c. Gandar

- Poros yang tidak berputar
- Menerima beban lentur, misalnya pada roda-roda kereta



2. Hal Penting Dalam Perencanaan Poros

a. Kekuatan Poros :

- Beban poros transmisi : puntir, lentur, gabungan puntir dan lentur, beban tarikan atau tekan (misal : poros baling-baling kapal, turbin)
- Kelelahan, tumbukan, konsentrasi tegangan seperti pada poros bertingkat dan beralur pasak.
- Poros harus didesain dengan kuat.

b. Kekakuan Poros

- Untuk menerima beban lentur atau defleksi akibat puntiran yang lebih besar.

c. Putaran Kritis

- Jika suatu mesin putarannya dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa. Putaran ini disebut putaran kritis.
- Putaran kerja harus lebih kecil dari putaran kritis ($n < n_s$)

d. Korosi

- Perlindungan terhadap korosi untuk kekuatan dan daya tahan terhadap beban.

e. Bahan Poros

- Disesuaikan dengan kondisi operasi.
- Baja konstruksi mesin, baja paduan dengan pengerasan kulit tahan terhadap keausan, baja krom, nikel, baja krom molibden dll.

f. Standard diameter poros transmisi

- 25 s/d 60 mm dengan kenaikan 5 mm
- 60 s/d 110 mm dengan kenaikan 10 mm
- 110 s/d 140 mm dengan kenaikan 15 mm
- 140 s/d 500 mm dengan kenaikan 20 mm

3. Poros Dengan Beban Torsi Murni

a. Poros bulat (pejal)

- $\frac{T}{J} = \frac{\tau}{r}$
T : torsi (N-m)
J : momen inersia polar (m^4)
 τ : tegangan geser ijin torsional (N/m^2)
r : jari-jari poros (m) = $d/2$
- $J = \frac{\pi}{32} d^4$
- $\frac{T}{\frac{\pi}{32} d^4} = \frac{\tau}{\frac{d}{2}}$
 $T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$
 $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}}$ (rumus diameter poros beban torsi murni)

Syarat pemakaian rumus :

- Beban torsi murni
- Poros bulat, pejal, masif
- Beban lain tidak diperhitungkan.
- Diameter poros yang dihasilkan merupakan diameter poros minimum, sehingga harus diambil yang lebih besar.

b. Untuk poros berlubang dengan beban puntir murni

d_o : diameter luar

d_i : diameter dalam

$$J = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4)$$

$$r = \frac{d_o}{2}$$

maka :

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{\frac{d_o}{2}}$$

$$\frac{T}{\frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4)} = \frac{\tau}{\frac{d_o}{2}}$$

$$\begin{aligned} 16T d_o &= \pi \cdot \tau (d_o^4 - d_i^4) \\ &= \pi \cdot \tau \cdot d_o^4 \left(1 - \left[\frac{d_i}{d_o} \right]^4 \right) \\ &= \pi \cdot \tau \cdot d_o^4 (1 - k^4) \end{aligned}$$

$$T = \frac{\pi}{16} \tau \cdot d_o^3 (1 - k^4)$$

k adalah faktor diameter (ratio) = $\frac{d_i}{d_o}$

Catatan :

- Hubungan : torsi, daya, putaran :

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} (Nm)$$

- Untuk belt drive, besar T :

$$T = (T_1 - T_2) R \quad (N.m)$$

R : jari-jari puli

T_1, T_2 : tegangan tali

c. Contoh soal

1. Poros berputar 200 r/min untuk meneruskan daya : 20 kW. Poros dibuat dari *mild steel* dengan tegangan geser ijin 42 MPa. Hitung diameter poros.

Jawab :

Diketahui :

$$n = 200 \text{ r/min}$$

$$P = 20 \text{ kW} = 20\,000 \text{ W}$$

$$\bar{\tau} = 42 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad T &= \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{20000 \times 60}{2 \cdot \pi \cdot 200} \\ &= 955 \text{ Nm} = 955 \times 10^3 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\bullet \quad T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad d &= \sqrt[3]{\frac{16 \times 955 \times 10^3}{42 \cdot \pi}} \\ &= 48,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros yang digunakan = 50 mm

2. Hitung diameter poros pejal terbuat dari baja untuk meneruskan daya 20 kW pada putaran 200 r/min. Tegangan geser maksimum bahan poros dari baja 360 MPa dan SF = 8. Hitung pula jika poros berlubang dengan rasio diameter dalam dan luar : 0,5.

Jawab :

$$P = 20 \text{ kW} = 20\,000 \text{ W}$$

$$n = 200 \text{ r/min}$$

$$\tau_u = 360 \text{ MPa}$$

$$\text{SF} = 8$$

$$\bar{\tau} = \frac{360}{8} = 45 \text{ MPa}$$

(i) Diameter poros pejal

$$\begin{aligned} \bullet \quad T &= \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{20000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 200} = 955 \text{ N.m} \\ &= 955 \times 10^3 \text{ N mm.} \end{aligned}$$

$$\bullet \quad T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$\bullet \quad d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 955000}{\pi \cdot 45}} = 47,6 \text{ mm}$$

Diameter poros yang digunakan = 50 mm

(ii). Diameter poros berlubang.

- $\frac{d_i}{d_o} = k = 0,5$ maka $d_i = 0,5 d_o$
- $T = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 (1 - k^4)$
- $d_o = \sqrt[3]{\frac{16.T}{\pi \cdot \tau (1 - k^4)}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 955000}{\pi \cdot 45 \cdot (1 - 0,5)^4}}$
 $= 48,6 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$
- $d_i = 0,5 d_o = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ mm}$

4. Poros dengan Beban Lenturan Murni

a. Poros pejal dengan beban lentur murni

- $\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y}$
 M : momen lentur (N-m)
 I : momen inersia (M^4)
 σ_b : tegangan lentur : N/m^2
 y : jarak dari sumbu netral ke bagian terluar
 $y = \frac{d}{2}$
- $I = \frac{\pi}{64} d^4$
- $\frac{M}{\frac{\pi}{64} d^4} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}}$
- $M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b \cdot d^3$
- $d = \sqrt[3]{\frac{32.M}{\pi \cdot \sigma_b}}$

b. Poros berlubang dengan beban lentur murni

- $I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$, $k = \frac{d_i}{d_o}$
 $I = \frac{\pi}{64} d_o^4 (1 - k^4)$
- $\frac{M}{\frac{\pi}{64} \cdot d_o^4 (1 - k^4)} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}}$
- $M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b \cdot d_o^3 (1 - k^4)$

c. Contoh soal

1. Dua buah roda dihubungkan dengan poros, menerima beban masing-masing 50 kN, sejauh 100 mm dari bagian tengah roda. Jarak antar sumbu roda : 1400 mm. Hitung diameter poros jika tegangan lentur tidak boleh melebihi : 100 MPa.

Jawab :

- $M = F \cdot L = 50\,000 \cdot 100 = 5 \times 10^6 \text{ N mm}$

$$M = \frac{\pi}{32} \sigma_b \cdot d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_b}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{32 \times 5\,000\,000}{\pi \times 100}}$$

$$= 79,8 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

d. Poros dengan beban kombinasi puntir dan lentur

- Teori penting yang digunakan :
 - (i) Teori *Guest* : teori tegangan geser maksimum, digunakan untuk material yang *ductile* (liat) misal *mild steel*.
 - (ii) Teori *Rankine* : teori tegangan normal maksimum, digunakan untuk material yang *brittle* (getas) seperti *cast iron*.

d.1. Teori tegangan geser maksimum

$$(i) \tau_{(\max)} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

$$(ii) \sigma_b = \frac{32 M}{\pi \cdot d^3}$$

$$(iii) \tau = \frac{16 T}{\pi \cdot d^3}$$

$$(iv) \tau_{(\max)} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32 M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$= \frac{16}{\pi d^3} \left(\sqrt{M^2 + T^2}\right)$$

Note : $\sqrt{M^2 + T^2} = T_e$: torsi ekvivalen.

$$(v) T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}}$$

(rumus diameter poros beban kombinasi basis T_e)

d.2. Teori tegangan normal maksimum :

$$\begin{aligned}
 \text{(i)} \quad \sigma_{b(\max)} &= \frac{1}{2} \sigma_b + \sqrt{\left(\frac{1}{2} \sigma_b\right)^2 + \tau^2} \\
 &= \frac{1}{2} \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{2} \cdot \frac{32M}{\pi d^3} \right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^2} \right)^2} \\
 &= \frac{32}{\pi d^3} \left[\frac{1}{2} \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) \right] \\
 \frac{\pi}{32} \sigma_{b(\max)} d^3 &= \frac{1}{2} \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right)
 \end{aligned}$$

$$\text{(ii)} \quad \text{Jika : } \frac{1}{2} \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) = M_e$$

M_e : momen lentur ekvivalen
 σ_b : tegangan lentur ijin bahan poros

$$\begin{aligned}
 \text{(iii)} \quad M_e &= \frac{\pi}{32} \sigma_b d^3 \\
 d &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot \sigma_b}} \\
 &\text{(rumus diameter poros beban kombinasi basis } M_e)
 \end{aligned}$$

- Untuk poros berlubang dengan beban lentur dan puntir

$$\begin{aligned}
 \text{(i)} \quad T_e &= \sqrt{T^2 + M^2} = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 (1 - k^4) \\
 \text{(ii)} \quad M_e &= \frac{1}{2} \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b \cdot d_o^3 (1 - k^4) \\
 \text{dengan : } k &= \frac{d_i}{d_o}
 \end{aligned}$$

d.3. Contoh soal

1. Poros dibuat dari *mild steel* untuk meneruskan daya 100 kW pada putaran 300 r/min, panjang poros 300 mm. Dua buah puli dengan beban masing-masing 1500 N diletakkan pada poros dengan jarak masing-masing 100 mm dari sisi luar poros. Jika tegangan geser bahan poros : 60 MPa, hitung diameter poros berdasarkan T_e dan M_e : ?

Jawab :

$$\begin{aligned}
 P &= 100 \text{ kW} = 100\,000 \text{ W} \\
 n &= 300 \text{ r/min} \\
 L &= 300 \text{ mm} \\
 W_1 &= W_2 = 1500 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- $T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{100\,000 \times 60}{2 \cdot \pi \cdot 300} = 3183 \text{ Nm}$
- $R_A = R_B = 1500 \text{ N}$

($\sum M_A = 0$ dan $\sum M_B = 0$) \rightarrow statika struktur statis tertentu

- Momen lentur (M)
 $M = F \cdot L = 1500 \cdot 100 = 150\,000 \text{ N mm}$
- $T_e = \sqrt{T^2 + M^2} = \sqrt{318\,300^2 + 150\,000^2}$
 $= 3\,519 \times 10^3 \text{ Nmm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 318\,300}{\pi \cdot 60}} = 66,8 \text{ mm}$$

Diameter poros = 70 mm

- $M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{T^2 + M^2})$
 $= \frac{1}{2} (150\,000 + \sqrt{318\,300^2 + 150\,000^2})$
 $= 325\,937 \text{ N mm}$

$\tau = 60 \text{ MPa}$

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}}$$

$$\sigma = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \times 60 = 104 \text{ MPa}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 325\,937}{\pi \times 104}} = 32 \text{ mm}$$

Dipilih diameter poros berdasarkan torsi ekuivalen, $d = 70 \text{ mm}$

5. Poros dengan Beban Berfluktuasi

Pembahasan yang telah dilakukan di atas adalah poros dengan beban torsi dan momen lentur konstan. Jika terjadi fluktuasi beban baik torsi maupun lentur, maka perlu ditambahkan faktor yang berkaitan dengan fluktuasi torsi maupun lenturan.

Jika :

- K_m : faktor momen lentur akibat kombinasi beban *shock* dan *fatigue*.
- K_t : faktor torsi/puntiran akibat kombinasi beban *shock* dan *fatigue*
 maka :

$$(i) T_e = \sqrt{(k_t \cdot T)^2 + (k_m \cdot M)^2}$$

$$(ii) M_e = \frac{1}{2} \left[k_m \cdot M + \sqrt{(k_t \cdot T)^2 + (k_m \cdot M)^2} \right]$$

Tabel 1. Harga K_m dan K_t Untuk Beberapa Beban

Beban	K_m	K_t
1. Poros Statis :		
(i) <i>Gradually applied load</i> (perlahan)	1,0	1,0
(ii) <i>Suddenly applied load</i> (tiba-tiba)	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
2. Poros Berputar :		
(i) <i>Gradually applied load</i>	1,5	1,0
(ii) <i>Suddenly applied load with minor shock</i>	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
(iii) <i>Suddenly applied load with major shock</i>	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Contoh soal :

- Sebuah poros terbuat dari Mild Steel digunakan untuk meneruskan daya 23 kW pada putaran 200 r/min. Jika beban momen lentur yang diterima poros sebesar $562,5 \times 10^3$ Nmm, tegangan geser ijin 42 MPa dan tegangan tarik ijin 56 MPa, berapa diameter poros yang diperlukan jika beban berupa beban fluktuasi dengan tipe gradually applied loads ?

Jawab :

$$P = 23 \text{ kW} = 23\,000 \text{ W}$$

$$n = 200 \text{ r/min}$$

$$M = 562,5 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\tau = 42 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 56 \text{ MPa}$$

Gradually applied loads, $K_m = 1,5$ dan $K_t = 1$ (lihat table)

$$\bullet \quad T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{20\,000 \times 60}{2 \cdot \pi \cdot 200} = 955 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\bullet \quad T_e = \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2} = \sqrt{(1 \times 955\,000)^2 + (1,5 \times 562\,500)^2}$$

$$= 1\,274 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1\,274\,000}{\pi \cdot 42}} = 53,6 \text{ mm. Diameter poros} = 60 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad M_e = \frac{1}{2} (K_m \times M + \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2})$$

$$= \frac{1}{2} (1,5 \times 562\,500 + 1\,274\,000)$$

$$= 1\,059 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1\,059\,000}{\pi \times 56}} = 57,7 \text{ mm}$$

Dipilih diameter poros berdasarkan Momen Ekuivalen $d = 60 \text{ mm}$

6. Poros Dengan Beban Aksial dan Kombinasi Torsi Lentur

- Contoh : poros baling-baling, poros *worm gear*.

$$\bullet \quad \frac{M}{I} = \frac{\sigma}{y}$$

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} d^4} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

- Tegangan akibat gaya aksial :

Poros solid,

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

Poros berlubang,

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)} = \frac{4F}{\pi (d_o^2 - d_i^2)}$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_o^2 (1 - k^2)} \quad \text{untuk } k = \frac{d_i}{d_o}$$

- Total tegangan (tarik atau tekan) :

Poros pejal :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{32 M}{\pi d^3} + \frac{4 F}{\pi d^2} \\ &= \frac{32}{\pi d^3} \left(M + \frac{F \cdot d}{8} \right) \\ &= \frac{32 M_1}{\pi d^3} \quad \text{jika } M_1 = M + \frac{F \cdot d}{8} \end{aligned}$$

Poros berlubang :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{32 M}{\pi d_o^3 (1 - k^2)} + \frac{4 F}{\pi d_o^2 (1 - k^2)} \\ &= \frac{32}{\pi d_o^3 (1 - k^4)} \left[M + \frac{F \cdot d_o (1 + k^2)}{8} \right] \\ &= \frac{32 M_1}{\pi d_o^3 (1 - k^4)} \quad \text{jika: } M_1 = M + \frac{F d_o (1 + k^2)}{8} \end{aligned}$$

- Pada kasus poros yang panjang (*slender shaft*) perlu diperhitungkan adanya *column factor* (α)

- (i) Tegangan akibat beban tekan :

Poros pejal, $\sigma_c = \frac{\alpha \cdot 4F}{\pi d^2}$

Poros berlubang, $\sigma_c = \frac{\alpha \cdot 4F}{\pi d_o^2 (1 - k^2)}$

- (ii) Harga *column factor* (α) :

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0,0044 \left(\frac{L}{K} \right)^2} \quad \text{jika } \frac{L}{K} < 115$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{C \cdot \pi^2 \cdot E} \left(\frac{L}{k} \right)^2 \quad \text{jika } \frac{L}{K} > 115$$

Keterangan :

L : panjang poros antar bantalan

k : jari-jari girasi

 σ_y : tegangan luluh bahan

C : koefisien Euler (tumpuan)

= 1 (engsel)

= 2,25 (jepit)

= 1,6 bantalan

$$\bullet \quad T_e = \sqrt{\left[km M + \frac{\alpha F \cdot d_o (1+k^2)}{8} \right]^2 + (k_t T)^2}$$

$$= \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 (1-k^2)$$

$$\bullet \quad M_e = \frac{1}{2} \left[km M + \frac{\alpha F \cdot d_o (1+k^2)}{8} + \sqrt{\left\{ km M + \frac{\alpha F \cdot d_o (1+k^2)}{8} \right\}^2 + (k_t T)^2} \right]$$

$$= \frac{\pi}{32} \sigma d_o^3 (1-k^2)$$

Catatan :k = 0 dan $d_o = d_i$ untuk poros pejal

F = 0 jika tak ada gaya aksial

 $\alpha = 1$ jika gaya aksial merupakan gaya tarik**Soal Latihan:**

- Sebuah poros digunakan untuk meneruskan daya 20 kW pada putaran 200 r/min. Panjang total poros 3 meter, dengan kedua ujung poros ditumpu oleh masing-masing satu bantalan. Poros menerima beban lentur yang berasal dari beban seberat 900 N yang diletakkan di tengah-tengah poros tersebut. Jika poros dibuat dari bahan dengan tegangan geser maksimum 126 N/mm² dan Safety Factor (SF) = 3, hitunglah diameter poros tersebut berdasarkan torsi ekuivalen yang terjadi.
- Sebuah poros terbuat dari baja dengan tegangan tarik luluh (yield) 700 MPa menerima beban momen lentur 10 kNm, beban torsi 30 kNm dan SF = 3.
 - Hitung diameter poros berdasarkan teori tegangan geser maksimum dan tegangan geser minimum.
 - Jika beban berfluktuasi dengan tipe beban *Suddenly applied load with major shock*, hitung diameter poros yang diperlukan.
- Sebuah poros digunakan untuk meneruskan daya 10 kW pada putaran 400 r/min. Jika poros terbuat dari bahan dengan tegangan geser ijin 40 MPa, hitung diameter poros yang diperlukan.
- Sebuah poros berlubang terbuat dari bahan baja dengan tegangan geser maksimum 62,4 MPa. Poros digunakan untuk meneruskan daya 600 kW pada putaran 500 r/min. Hitung dimensi poros luar dan dalam jika diameter luar dua kali lebih besar dari diameter dalam dan torsi maksimum yang terjadi 20 % dari torsi normal.

Misalnya untuk : pasak benam segi empat berikut :

b : lebar (mm)

L : panjang (mm)

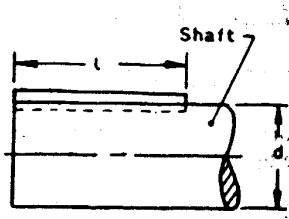
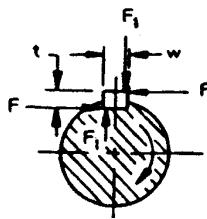
$$A_s = b \cdot L$$

$$\text{Maka : } \tau = \frac{F_s}{A_s} = \frac{F_s}{b \cdot L}$$

d. Jika tegangan geser bahan pasak (τ) dan angka keamanan (SF), maka $\bar{\tau} = \frac{\tau}{SF}$

e. Untuk keamanan : $\tau_{act} < \bar{\tau}$

2. Panjang Pasak



t : tebal = $\frac{2}{3} b$

b : lebar = $\frac{d}{4}$

L : panjang (mm)

d : diameter poros

τ : tegangan geser pasak

Gambar 2. Dimensi Pasak

- Gaya tangensial (F_t) = gaya geser (F_s)

$$F_t = L \cdot b \cdot \tau$$

- Torsi yang ditransmisikan oleh poros :

$$T = F_t \cdot \frac{d}{2} = L \cdot b \cdot \tau \cdot \frac{d}{2}$$

- Gaya tangensial akibat *crushing* (terjadi kerusakan) σ_c : tegangan *crushing*

$$F_t = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c$$

$$T = F_t \times \frac{d}{2} = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2}$$

- Torsi akibat gaya geser = torsi akibat *crushing*.

$$L \times b \times \tau \times \frac{d}{2} = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2}$$

$$\frac{b}{t} = \frac{\sigma_c}{2\tau}$$

- Torsi vs tegangan geser pada pasak.

$$T = L \times b \times \tau_k \times \frac{d}{2}, \text{ dengan } \tau_k = \text{tegangan geser bahan pasak}$$

- Torsi vs *torsional shear strength* pada pasak.

$$T = \frac{\pi}{16} \tau_s d^3, \text{ dengan } \tau_s = \text{tegangan geser bahan poros}$$

maka :

$$L \cdot b \cdot \tau_k \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{16} \cdot \tau_s \cdot d^3$$

$$L = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{\tau_s \cdot d^2}{b \cdot \tau_k}$$

$$= \frac{\pi \cdot d}{2} \cdot \frac{\tau_s}{\tau_k}, \text{ jika } b = \frac{d}{4}$$

a. Panjang pasak , $L = 1,571 d \cdot \frac{\tau_s}{\tau_k}$

τ_s : bahan poros, τ_k : bahan pasak

Jika bahan pasak sama bahan poros atau $\tau_s = \tau_k = \tau$

Maka $L = \frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot b} = 1,57 d$ (untuk b : lebar = $d/4$)

b. Jika lebar pasak hasil perhitungan terlalu kecil dan tidak ada di tabel pasak, maka lebar pasak dihitung menggunakan hubungan :

$$b = \frac{d}{4} \text{ mm, dengan } d : \text{ diameter poros dalam mm.}$$

Dalam desain pasak harus dicari panjang pasak berdasarkan tegangan geser yang terjadi (*shearing stress*) dan tegangan *crushing* (*crushing stress*) kemudian diambil panjang terbesarnya.

Panjang pasak yang direkomendasikan dalam satuan mm adalah 6, 8, 10, 14, 16, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400

Tabel Pasak Standar

Shaft diameter (mm) upto and including	Key cross-section		Shaft diameter (mm) upto and including	Key cross-section	
	Width (mm)	Thickness (mm)		Width (mm)	Thickness (mm)
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50

3. Contoh soal

1. Pasak persegi panjang dipasang pada poros dengan diameter 50 mm, tegangan geser yang diijinkan tidak melebihi : 4200 N/cm^2 dan *crushing stress* tidak melebihi : 7000 N/cm^2 . Carilah panjang pasak yang paling aman.

Jawab :

$$d = 50 \text{ mm} = 5 \text{ cm}$$

$$\tau = 4200 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_c = 7000 \text{ N/cm}^2$$

- Untuk $d = 50 \text{ mm}$ berdasarkan tabel pasak diperoleh : $b = 16 \text{ mm} = 1,6 \text{ cm}$ dan $t = 10 \text{ mm} = 1 \text{ cm}$

- Torsi akibat tegangan geser (pasak):

$$T = L \times b \times \tau_k \cdot \frac{d}{2}$$

- Torsi akibat tegangan geser torsional (poros):

$$T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau_s \cdot d^3$$

- Jika diasumsikan bahan pasak sama dengan bahan poros maka panjang pasak akibat geseran :

$$T = L \cdot b \cdot \tau_k \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{16} \cdot \tau_s \cdot d^3$$

$$L = \frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot b} = \frac{\pi \cdot 5^2}{8 \cdot 1,6} = 6,14 \text{ cm}$$

- Panjang pasak akibat *crushing stress*.

$$T = L \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_c \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{16} \cdot \tau_s \cdot d^3$$

$$L = \frac{\pi \cdot \tau_s \cdot d^2}{4 \cdot t \cdot \sigma_c} = \frac{\pi \cdot 4200 \cdot (5)^2}{4 \cdot 1 \cdot 7000} = 11,8 \text{ cm} = 12 \text{ cm}$$

- Dimensi pasak yang diperoleh :

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

$$L = 12 \text{ mm}$$

2. Sebuah motor listrik dengan daya 20 hp dan putaran 960 r/min, mempunyai poros yang terbuat dari *mild steel* dengan diameter 4 cm dan panjang bentangan 7,5 cm. Tegangan ijin bahan $\tau = 5600 \text{ N/cm}^2$ dan $\sigma_c = 11200 \text{ N/cm}^2$. Hitung dimensi pasak yang diperlukan dan periksa apakah kekuatan geser pasak dan kekuatan normal poros masih memenuhi

persamaan : $\frac{\sigma_c}{\tau} = 2$

Jawab :

$$P = 20 \text{ hp} = 15 \text{ kW} = 15000 \text{ W}$$

$$n = 960 \text{ r/min}$$

$$d = 4 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} L &= 7,5 \text{ cm} \\ \tau_k &= 5\,600 \text{ N/cm}^2 \\ \sigma_c &= 11\,200 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

- $T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{15000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 960} = 149,2 \text{ Nm} = 14\,920 \text{ Ncm}$

- Torsi akibat gaya geser

$$\begin{aligned} T &= L \cdot b \cdot \tau_k \cdot \frac{d}{2} \\ 14\,920 &= 7,5 \cdot b \cdot 5\,600 \cdot \frac{4}{2} \end{aligned}$$

$$b = \frac{14920 \cdot 2}{7,5 \times 5600 \cdot 4} = 0,17 \text{ cm}$$

$$b = 1,7 \text{ mm}$$

Hasil perhitungan diperoleh lebar pasak (b) = 1,7 mm. Harga ini sangat kecil. Jika dilihat pada tabel pasak, maka harga b terkecil yang direkomendasikan adalah 2 mm untuk diameter poros 6 mm. Oleh karena itu, untuk diameter poros = 40 mm, tidak mungkin menggunakan lebar pasak $b = 1,7 \text{ mm}$.

Maka digunakan hubungan : $b = \frac{d}{4} = \frac{4}{4} = 1 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$, sehingga lebar pasak yang diambil adalah : 10 mm.

- Pengecekan kekuatan geser dan kekuatan normal.

$$\begin{aligned} \frac{\text{Kekuatan geser}}{\text{Kekuatan normal}} &= \frac{L \cdot b \cdot \tau_k \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{16} \tau_s \cdot d^3} \text{ dengan } \tau_k = \tau_s \\ &= \frac{8 \cdot L \cdot b}{\pi d^2} = \frac{8 \cdot 7,5 \cdot 1}{\pi \cdot (4)^2} = 1,2 \end{aligned}$$

$$\text{Syarat keamanan } \frac{\sigma_c}{\tau} = 2, \text{ maka desain pasak aman}$$

Soal Latihan

1. Sebuah poros dengan diameter 30 mm meneruskan daya pada tegangan geser maksimum 80 MPa. Sebuah pulley dipasang pada poros tersebut dengan bantuan pasak. Hitung dimensi pasak jika tegangan pada pasak tidak boleh melebihi 50 MPa dan panjang pasak didesain 4 x lebar pasak ($L = 4b$).

BAB 8

KOPLING TETAP (COUPLING)

Kopling merupakan komponen mesin yang digunakan untuk meneruskan dan memutuskan putaran dari input ke output.

Kopling dibedakan dalam dua kelompok besar yaitu :

- Kopling tetap (coupling).
- Kopling tidak tetap/kopling gesek (clutch)

Kopling tetap merupakan komponen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara tetap, dimana sumbu kedua poros terletak pada satu garis lurus.

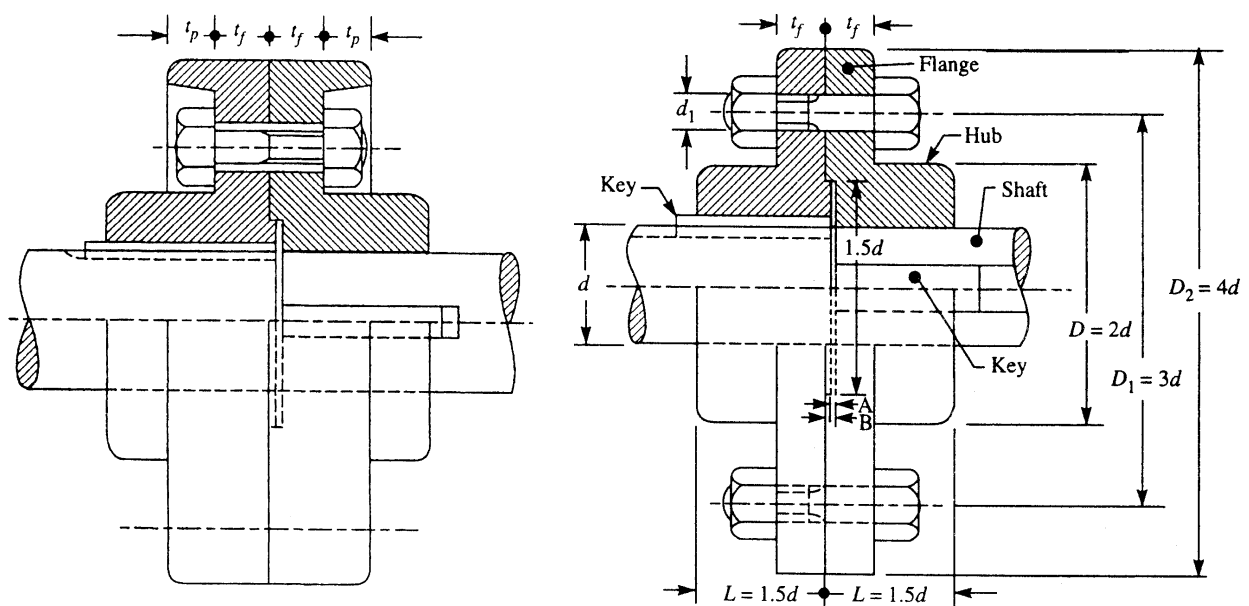
Kopling tetap membuat kedua poros selalu terhubung satu dengan yang lain. Kopling tetap terdiri berbagai jenis yaitu :

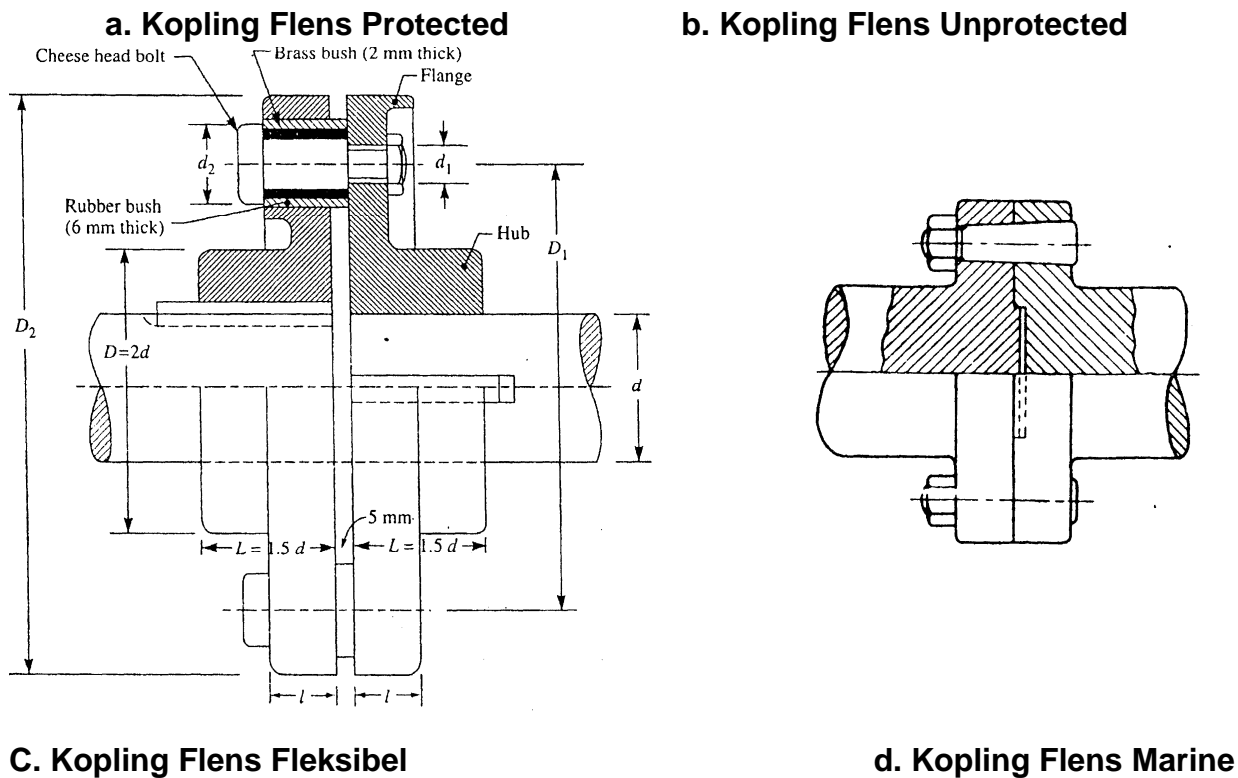
- kopling kaku / kopling bus,
- kopling flens,
- kopling karet,
- kopling gigi
- kopling rantai.

Beberapa hal yang menyebabkan kopling tetap banyak digunakan untuk meneruskan putaran antara lain :

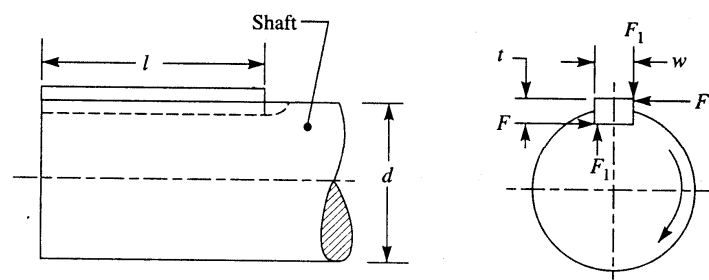
- Pemasangan mudah dan cepat
- Ringkas dan ringan
- Aman pada putaran tinggi, getaran dan tumbukan kecil
- Sedikit tak ada bagian yang menonjol
- Dapat mencegah pembebanan lebih
- Gerakan aksial sekecil mungkin akibat pemuaian pada kopling akibat panas

Pembahasan kopling tetap difokuskan pada **kopling flens**



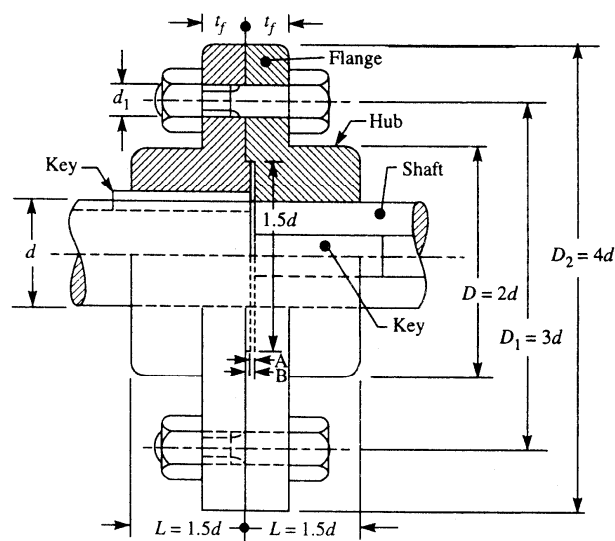


Gambar 1. Macam-Macam Kopling Flens



Gambar 2. Posisi Pasak di Poros

Desain Koling Flens



Gambar 3. Kopling Flens *Unprotected*

Keterangan :

d : diameter poros

 d_1 : diameter baut nominal (diameter mayor) t_f : tebal flens

D : diameter hub

 D_1 : diameter lingkaran baut (jarak antara sumbu baut) $\bar{\tau}_f$: tegangan geser bahan flens yang diijinkan $\bar{\sigma}_c$: tegangan *crushing* dari baut dan pasak τ : tegangan geser ijin bahan poros, baut, pasak**a. Desain *hub***

$$T = \frac{\pi}{16} \bar{\tau} \left(\frac{D^4 - d^4}{d} \right), \text{ jika } k = \frac{d}{D} \text{ maka:}$$

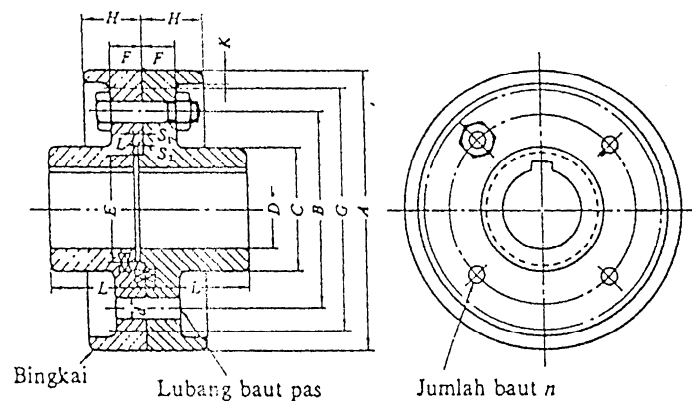
$$T = \frac{\pi}{16} \bar{\tau} D^3 (1 - k^4) \quad (1)$$

Catatan :

diameter luar dari hubungan biasanya 2 x diameter poros

b. Desain flens :

$$T = \pi \cdot D \cdot t_f \cdot \bar{\tau}_f \cdot \frac{D}{2} \quad (2)$$

Catatan : t_f : tebal flens biasanya $\frac{1}{2} d$ (setengah diameter poros)**C. Dimensi Standar Desain Kompling Flens**

A	G	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Max	Min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11.2	18	22.4	31.5	4	4	10.5	10
125	112	28	22.4	45	50	85	11.2	18	22.4	31.5	4	4	10.5	10
140	124	35.5	28	50	63	100	11.2	18	22.4	31.5	4	4	10.5	10
160	140	45	35.5	56	80	112	15	20	28	35.5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35.5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22.4	35.5	40	6	6	18	16
(224)	(260)	63	50	80	112	160	18	22.4	35.5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23.6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	236	23.6	28	45	50	8	6	21	20

315	280	90	71	112	160	265	26.5	35.5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180		26.5	35.5	50	63	8	6	24	25

Keterangan :

- Satuan : mm
- Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka dalam table berlaku umum baik untuk halus maupun kasar.
- Pemakaian angka-angka dalam kurung sejauh mungkin dihindari.

D. Jumlah baut vs diameter poros, desain kopling flens

Diameter poros (mm)	35 – 55	56 – 150	151 – 230	231 - 390	> 390
Jumlah baut	4	6	8	10	12

E. Material yang biasa digunakan pada kopling flens

Elemen	Tipe Standar	Lambang	Perlakuan Panas	σ (kg/mm ²)	Keterangan
FLENS	Besi Cor Kelabu (JIS G 5501)	FC20	Pelunakan temperatur rendah	20	
		FC25	"	25	
		FC30	"	30	
		FC35	"	35	
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37	Pelunakan	37	Penormalan kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper
		SC42	Pelunakan	42	
		SC46	Pelunakan	46	
		SC49		49	
	Baja Karbon tempa (JIS G 3201)	SF50	Pelunakan	50 – 60	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan
		SF55	Pelunakan	55 – 65	
		SF60	Pelunakan	60 – 70	
BAUT DAN MUR	Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin (JIS G 3102)	S20C	-	40	
		S35C	-	50	
		S40C	-	60	
		S45C	-	70	
	Baja Karbon Untuk Konstruksi Biasa (JIS G 3101)	SS41B	-	40	
		SS50B	-	50	
	Baja batang difinis dingin (JIS G 3123)	S20C-D		50	
		S35C-D		60	

Contoh Soal

1. Desain kopling flens yang terbuat dari *cast iron* untuk menyambung 2 poros dengan diameter 8 cm, putaran poros 250 r/min dan meneruskan torsi 4300 N.m. Tegangan yang terjadi dibatasi sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\bar{\tau} &= 5000 \text{ N/cm}^2 \\ \bar{\sigma}_c &= 15000 \text{ N/cm}^2 \\ \tau_f &= 800 \text{ N/cm}^2\end{aligned}$$

Jawab :

(i) Diameter hub (D) = 2 . d = 2 . 8 = 16 cm

Pemeriksaan :

$$T = \frac{\pi}{16} \tau_f \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

$$430000 = \frac{\pi}{16} \tau_f \left(\frac{16^4 - 8^4}{16} \right)$$

$$\tau_f = 570 \text{ N/cm}^2 < \bar{\tau}_f = 800 \text{ N/cm}^2$$

Harga tegangan geser yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan geser yang diijinkan, maka perhitungan dapat diterima.

(ii) Desain pasak :

Dari tabel pasak untuk diameter poros 8 cm = 80 mm, diperoleh dimensi pasak.

$$b = 22 \text{ mm} = 2,2 \text{ cm}$$

$$t = 14 \text{ mm} = 1,4 \text{ cm}$$

Panjang Pasak :

- Berdasarkan geseran :

$$T = L \cdot b \cdot \tau \cdot \frac{d}{2}$$

$$430000 = 1,2 \cdot 2,2 \cdot 5000 \cdot \frac{8}{2}$$

$$L = \frac{430000 \cdot 2}{2,2 \cdot 5000 \cdot 8} = 9,8 \text{ cm}$$

- Berdasarkan *crushing stress* :

$$T = L \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2}$$

$$430\,000 = L \times \frac{1,4}{2} \times 15000 \times \frac{8}{2}$$

$$L = \frac{430\,000 \times 2,2}{1,4 \times 15\,000 \times 8} = 10,24 \text{ cm}$$

Dipilih panjang pasak sesuai standard : 12 cm

(iii) Desain Flange / Flens :

$$t_f = \frac{1}{2} \cdot d = \frac{1}{2} \cdot 8 = 4 \text{ cm}$$

Pemeriksaan kekuatan:

$$T = \frac{\pi \cdot D^2}{2} \cdot \bar{\tau}_f \cdot t_f$$

$$430000 = \frac{\pi \cdot 16^2}{2} \bar{\tau}_f \cdot 4$$

$$\tau_f = 267 \text{ N/cm}^2 < \bar{\tau}_1 = 800 \text{ N/cm}^2$$

Harga tegangan geser yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan geser yang diijinkan, maka perhitungan dapat diterima.

(iv) Desain baut :

- diameter poros 8 cm, jumlah baut : 6 buah
- jarak antara sumbu baut :

$$D_1 = 3 \cdot d = 3 \cdot 8 = 24 \text{ cm}$$

- diameter baut (d_1)

$$T = \frac{\pi}{4} \times d_1^2 \times \tau \times n \times \frac{D_2}{2}$$

$$430000 = \frac{\pi}{4} \times d_1^2 \times 5000 \times 6 \times \frac{24}{2}$$

$$d_1^2 = 1,521 \text{ cm}$$

$$d_1 = 1,23 \text{ cm}$$

Diambil baut standard M14

- Pemeriksaan kekuatan :

$$T = n \cdot d_1 \cdot t_f \cdot \sigma_c \cdot \frac{D_1}{2}$$

$$430\,000 = 6 \times 1,4 \times 4 \times \sigma_c \times \frac{24}{2}$$

$$\sigma_c = 1\,067 \text{ N/cm}^2 < \sigma_c = 15\,000 \text{ N/cm}^2$$

Harga tegangan yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan yang diijinkan, maka perhitungan dapat diterima.

- Kopling flens digunakan untuk mentransmisikan daya 3,75 MW pada 150 r/min. Tegangan geser ijin pada poros dan baut 50 N/mm². Hitunglah diameter poros dan diameter baut yang diperlukan.

Jawab :

Diket :

$$P = 3,75 \text{ MW} = 3,75 \cdot 10^6 \text{ W}$$

$$n = 150 \text{ r/min}$$

$$\tau = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$(i) T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{3,75 \cdot 10^6 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 150} = 238732 \text{ N.m}$$

$$= 2,4 \cdot 10^5 \text{ N.m} = 2,4 \cdot 10^8 \text{ N.mm}$$

$$(ii) T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$2,4 \cdot 10^8 = \frac{\pi}{16} \cdot 50 \cdot d^3$$

$$\therefore d = 290 \text{ mm} \Rightarrow 300 \text{ mm (30 cm)}$$

(diameterporos)

(iii) Diameter baut (d_1)

- Untuk $d = 300 \text{ mm}$, jumlah baut : 10 buah (table 13.2)

- Diameter pitch circle bolts (jarak antara baut)

$$D_1 = 1,6 d = 1,6 \cdot 300 = 480 \text{ mm}$$

- Diameter baut (d_1)

$$T = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot \tau \cdot n \cdot \frac{D_1}{2}$$

$$= 2,4 \cdot 10^8 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot 50 \cdot 10 \cdot \frac{480}{2}$$

$$d_1 = 50,46 \text{ mm}$$

Diambil baut standard M56

3. Dengan menggunakan table kopling flens, tentukan dimensi flens dan baut untuk meneruskan daya 65 HP pada putaran 180 r/min. jika bahan poros baja liat dengan tegangan tarik maksimum $\sigma_{\max} = 400 \text{ N/mm}^2$ dan SF = 6

Jawab :

Diket : kopling flens :

$$P = 65 \text{ HP} = 65 \cdot 0,75 = 48,75 \text{ KW} = 48750 \text{ W}$$

$$n = 180 \text{ r/min}$$

$$\sigma_{\max} = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{SF} = 6$$

$$(i) T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{48750 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 180} = 2586 \text{ N.m}$$

$$= 2,6 \cdot 10^6 \text{ N mm}$$

$$(ii) \sigma = \frac{400}{6} = 66,7 = 67 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}} = \frac{67}{\sqrt{3}} = 39 \text{ N/mm}^2$$

$$(iii) dp = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,6 \cdot 10^6}{\pi \cdot 39}} = 70 \text{ mm}$$

$$\therefore \text{diambil } dp = 80 \text{ mm}$$

Berdasarkan diameter poros yang diambil, dapat dihitung : pasak dan baut serta dimensi dari kopling flens.

- (iv) Dimensi kopling flens

- | | |
|-------------------------------------|----------|
| a) Diameter poros (d) | = 80 mm |
| b) Jumlah baut (n) | = 6 buah |
| c) Diameter hub (D) | = 10 mm |
| d) Jarak antar sumbu baut (D_1) | = 200 mm |
| e) Diameter luar kopling | = 200 mm |
| f) Tebal flens (t_f) | = 28 mm |

(lihat tabel kopling flens)

(v) Diameter baut standar

- $D_1 = 200 \text{ mm}$
- $T = (\pi/4) d_1^2 \tau \cdot n \cdot (D_1/2)$
 $2,6 \cdot 10^6 = (\pi/4) \cdot d_1^2 \cdot 39 \cdot 6 \cdot (200/2)$
 $d = 11,89 \text{ mm} = 12 \text{ mm}$

diambil baut M12 atau M14 (tergantung kebutuhan)

Soal Latihan

Desain sebuah kopling flens yang digunakan untuk meneruskan daya 15 kW pada putaran 900 r/min dari sebuah motor listrik ke sebuah kompresor. Bahan kopling flens cast iron. Jika torsi yang diteruskan pada saat start 35 % lebih besar dari pada torsi normal, hitung dimensi hub, pasak, flens, baut.

Gunakan data berikut :

Tegangan geser poros, baut dan pasak	: 40 MPa.
Tegangan Crushing baut dan pasak	: 80 MPa.
Tegangan geser bahan kopling (cast iron)	: 8 MPa.

BAB 9

KOPLING TIDAK TETAP (CLUTCH)

Kopling tidak tetap (*clutch*) adalah suatu komponen mesin yang berfungsi sebagai penerus dan pemutus putaran dari satu poros ke poros yang lain.

Jenis-jenis kopling tidak tetap :

- Kopling cakar
- Kopling plat
- Kopling kerucut
- Kopling friwil (Free Wheel)

Fokus pembahasan dibatasi tentang :

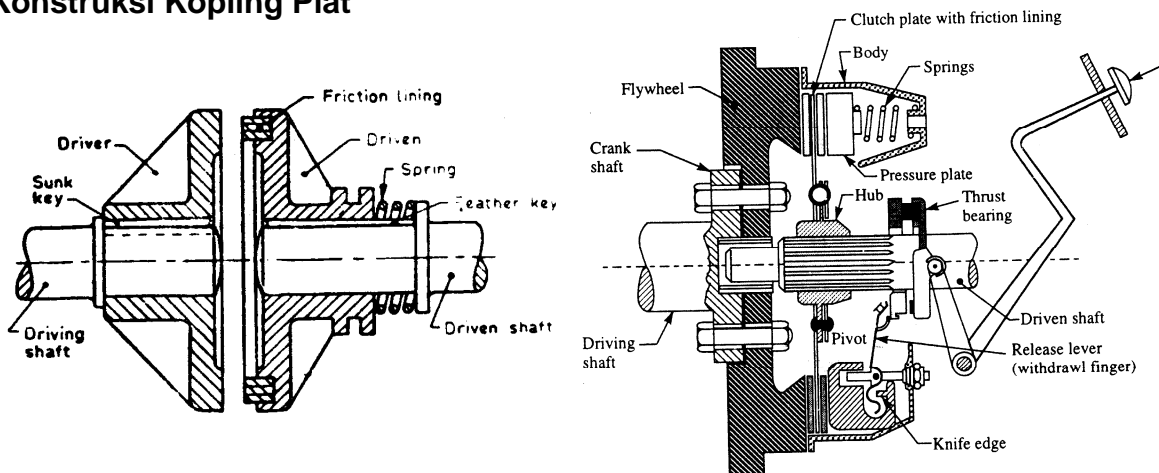
- Disc or plate clutches (kopling plat)
- Cone clutches (kopling kerucut)
- Centrifugal clutches (kopling sentrifugal)

KOPLING PLAT

Merupakan suatu kopling yang menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang di antara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut sehingga daya dapat diteruskan melalui gesekan antara kedua sisi gesek.

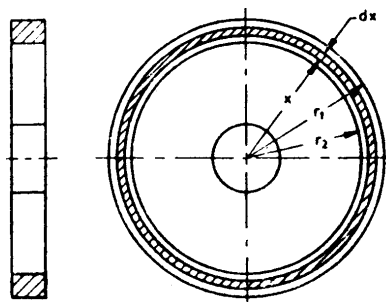
Bentuk dari kopling ini cukup sederhana, dapat dihubungkan dan dilepaskan dalam keadaan diam dan berputar.

1. Konstruksi Kopling Plat



Gambar 1. Kopling Plat

2. Konstruksi Plat Gesek



Gambar 2. Konstruksi Plat Gesek

Jika

- T : torsi yang ditransmisikan
 p : tekanan aksial untuk kontak antar plat
 r_1 : jari-jari bidang kontak luar (eksternal)
 r_2 : jari-jari bidang bagian dalam (internal)
 r : jari-jari rata-rata bidang kontak
 μ : koefisien gesek bidang gesek

a. Torsi yang dapat diteruskan

- Besar torsi dan jari-jari berdasarkan tekanan merata (*uniform pressure*)

$$T = \mu \cdot F_a \cdot r \quad (\text{N.m})$$

Dengan :

F_a : gaya aksial bidang kontak

r : jari-jari rata-rata bidang gesek

$$r = \frac{2}{3} \left(\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2} \right)$$

- Besar torsi dan jari-jari berdasarkan keausan merata (*uniform wear*)

$$\text{Torsi } (T) = \mu \cdot F_a \cdot r$$

$$r = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

- Jika tekanan maksimum terjadi di bagian dalam dari bidang gesek (r_2) dan bersifat tetap, maka berlaku persamaan :

$$p_{\max} \cdot r_2 = C$$

- Jika tekanan minimum terjadi di bagian luar dari bidang gesek (r_1) dan bersifat tetap, maka berlaku persamaan :

$$p_{\min} \cdot r_1 = C$$

- Tekanan rata-rata bidang gesek :

$$p_{\text{average}} = \frac{F_a}{\pi(r_1^2 - r_2^2)}$$

Dengan C : konstanta (maksimum atau minimum)

- Besar torsi dapat dihitung dengan persamaan :

$$T = \pi \cdot \mu \cdot C (r_1^2 - r_2^2)$$

$$C = p \cdot r_2$$

b. Beberapa catatan penting untuk desain kopling plat

- Jika jumlah plat banyak (z), maka torsi :

$$T = z \cdot \mu \cdot F_a \cdot r$$

z : jumlah plat kopling

- Untuk *uniform pressure* :

$$r = \frac{2}{3} \left(\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2} \right)$$

- Untuk *uniform wear* :

$$r = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

- Jika Z_1 : jumlah plat penggerak
 Z_2 : jumlah plat digesekkan

$$\text{Maka } Z_{\text{total}} = Z_1 + Z_2 - 1 \quad (\text{bidang kontak ekuivalen})$$

- Pada plat kopling baru, pendekatan perhitungan dengan : *uniform pressure*. Pada plat kopling lama : pendekatan perhitungan dengan : *uniform wear*
- *Uniform pressure* akan memberikan gesekan yang lebih besar dibandingkan dengan *uniform wear* sehingga torsi yang dapat diteruskan juga lebih besar.

3. Contoh Soal

1. Kopling gesek digunakan untuk meneruskan daya 15 HP, pada 3000 r/min. Jika digunakan plat tunggal dengan dua sisi menjadi bidang kontak efektif (*both sides of the plate effective*), tekanan aksial 0,9 kg/cm² dengan tekanan maksimum dibagian dalam, tentukan dimensi bidang gesek yang diperlukan. Asumsikan diameter luar bidang gesek 1,4 x diameter dalam, $\mu = 0,3$ dengan *uniform wear*.

Jawab :

$$P = 15 \text{ HP} = 11,25 \text{ kW} = 11\,250 \text{ W}$$

$$n = 3000 \text{ r/min}$$

$$p = 0,9 \text{ kg/cm}^2 = 9 \text{ N/cm}^2$$

$$\mu = 0,3$$

$$d_1 = 1,4 \, d_2 \rightarrow r_1 = 1,4 \, r_2$$

$$(i) \, T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{11\,250 \times 60}{2 \times \pi \times 3000} = 35,8 \text{ N.m} = 3\,580 \text{ N.cm}$$

(ii) Tekanan maksimum bernilai konstan di bagian dalam

$$p_{\text{max}} \cdot r_2 = C$$

$$C = 0,9 \cdot r_2$$

(iii) Gaya aksial yang terjadi

- Plat tunggal dengan 2 sisi efektif gesekan, $Z = 2$
- $F_a = 2 \cdot \pi \cdot C (r_1 - r_2)$, dengan $r_1 = 1,4 \, r_2$
 $= 2 \times \pi \times 0,9 \, r_2 (1,4 \, r_2 - r_2)$
 $= 22,6 \, r_2^2$

(iv) Torsi yang ditransmisikan : (*uniform wear*)

$$T = Z \cdot \mu \cdot F_a \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right)$$

$$3\,580 = 2 \cdot 0,3 \cdot 22,6 \, r_2^2 \left(\frac{1,4 \, r_2 + r_2}{2} \right)$$

$$3\,580 = 16,3 \, r_2^3$$

$$r_2 = 6,04 \text{ cm} = 60,4 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1,4 \cdot r_2 = 1,4 \cdot 60,4 = 84,5 \text{ mm}$$

(r_1 dan r_2 merupakan jari-jari bidang gesek yang dicari).

$$\text{Gaya aksial, } F_a = 22,6 \, r_2^2 = 22,6 (60,4)^2 = 82\,449 \text{ N}$$

2. Sebuah kopling dengan plat banyak mempunyai 3 buah plat kopling di poros penggerak dan dua buah di poros yang digerakkan. Diameter luar bidang kontak 240 mm dan bagian dalam $D = 120 \text{ mm}$. Asumsikan : *Uniform wear* dan koefisien gerak $\mu = 0,3$. Hitung tekanan maksimum agar kopling dapat meneruskan daya 25 kW pada putaran 1 575 r/min.

Jawab :

$$Z_1 = 3$$

$$Z_2 = 2$$

$$Z_{\text{tot}} = Z_1 + Z_2 - 1 = 3 + 2 - 1 = 4$$

$$d_1 = 240 \text{ mm} \rightarrow r_1 = 120 \text{ mm}$$

$$d_2 = 120 \text{ mm} \rightarrow r_2 = 60 \text{ mm}$$

$$\mu = 0,3$$

$$P = 25 \text{ kW} = 25\,000 \text{ W}$$

$$n = 1575 \text{ r/min}$$

$$(i) \quad T = \frac{P \cdot 60}{2\pi n} = \frac{25000 \cdot 60}{2\pi \cdot 1575} = 151,6 \text{ Nm} = 151\,600 \text{ N mm}$$

$$(ii) \quad T = \mu \cdot Z_{\text{tot}} \cdot F_a \cdot r, \quad \text{uniform wear} \quad r = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$T = \mu \cdot Z_{\text{tot}} \cdot F_a \cdot \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right)$$

$$F_a = \frac{2T}{\mu \cdot n (r_1 + r_2)} = \frac{2 \cdot 151\,600}{0,3 \cdot 4 \cdot (120 + 60)} = 1404 \text{ N}$$

(iii) Tekanan maksimum yang dibutuhkan :

- Tekanan maksimum di plat bagian dalam kontak
 $P_{\text{max}} \cdot r_2 = C$

- Gaya aksial pada bidang gesek :

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot C (r_1 - r_2)$$

$$1404 = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot r_2 (r_1 - r_2)$$

$$1404 = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot 60 (120 - 60)$$

$$1404 = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot 3600$$

$$p = \frac{1404}{2\pi \cdot 3600}$$

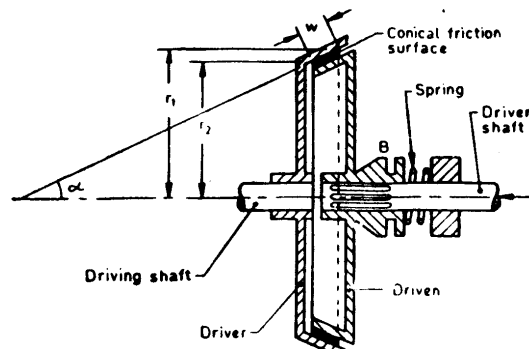
$$= 0,062 \text{ N/mm}^2$$

B. KOPLING KERUCUT

Kopling kerucut (*cone clutch*) merupakan komponen mesin yang digunakan untuk meneruskan putaran dari satu poros ke poros yang lain dengan bagian penggerak berupa kerucut terbuka dan bagian yang digerakkan berupa kerucut tertutup.

Cara kerja kopling kerucut :

- Bagian penggerak (*driver*) berputar sesuai dengan putaran dari mesin (*engine*).
- Bagian *driven* masih dalam keadaan diam. Jika bagian *driven* akan diputar, maka bagian *driven* didorong dengan gaya (F_a) ke arah kiri ke bagian *driver*.
- Jika gaya aksial yang diberikan ke bagian *driven* makin besar, maka bagian *driven* akan masuk ke dalam kerucut terbuka sehingga ikut berputar dengan bertemunya bidang gesek kedua bagian kopling kerucut tersebut.
- Makin besar gesekan yang terjadi, maka putaran pada bagian *driven* juga makin besar atau sama dengan putaran *driver*.
- Untuk memutuskan bagian *driver*, gaya F_a dilepaskan sehingga bekerja gaya pegas yang akan mendorong bagian *driven* kembali ke posisi diam.



Gambar 1. Bagian Kopling Kerucut

1. Bidang Gesek Kopling Kerucut

Jari-jari bagian dalam bidang gesek, $r_1 = r + \frac{b}{2} \sin \alpha$

Jari-jari bagian luar, $r_2 = r - \frac{b}{2} \sin \alpha$

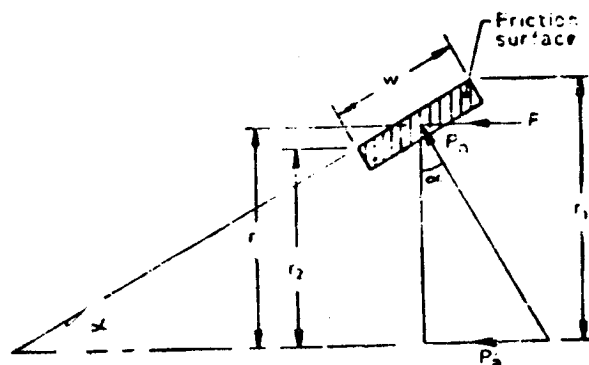
r = jari-jari rata-rata = $\frac{r_1 + r_2}{2}$

α : sudut gesek

b : lebar bidang gesek

μ : koefisien gesek

p_n : tekanan normal



Gambar 2. Bagian Kopling Kerucut

a. Luas bidang gesek :

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b$$

b. Gaya normal :

$$F_n = p_n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b$$

c. Gaya aksial (gaya pegas) :

$$F_a = F_n \sin \alpha$$

$$F_n = \frac{F_a}{\sin \alpha}$$

d. Gaya tangensial :

$$F_t = \mu \cdot F_n$$

e. Torsi yang ditransmisikan :

$$T = F_t \cdot r = \mu \cdot F_n \cdot r$$

$$T = \mu \cdot p_n \cdot 2 \pi r b \cdot r$$

$$T = \mu \cdot p_n \cdot 2 \pi r^2 b$$

2. Contoh Soal

1. Sebuah *engine* mempunyai daya : 60 HP pada putaran 1 000 r/min dihubungkan dengan kopling kerucut dari sebuah roda daya. Sudut bidang gesek $12,5^\circ$ dan diameter rata-rata 50 cm, koefisien bidang gesek 0,2, tekanan normal pada kopling tidak boleh melebihi 1 kg/cm². Hitunglah :

- Lebar bidang gesek yang diijinkan
- Gaya aksial dari pegas yang diperlukan

Jawab :

$$P = 60 \text{ hp} = 45 \text{ kW} = 45\,000 \text{ W}$$

$$n = 1000 \text{ r/min}$$

$$\alpha = 12,5^\circ$$

$$d = 50 \text{ cm} \rightarrow r = 25 \text{ cm}$$

$$\mu = 0,2$$

$$p_n = 1 \text{ kg/cm}^2 = 10 \text{ N/cm}^2$$

$$(i) T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 45000}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 430 \text{ N.m} = 43\,000 \text{ N cm}$$

$$T = \mu \cdot p_n \cdot 2 \pi r^2 b$$

$$b = \frac{T}{\mu \cdot p_n \cdot 2 \pi \cdot r^2} = \frac{43000}{0,2 \cdot 10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot (25)^2}$$

$$b = 5,47 \text{ cm} = 55 \text{ mm}$$

(ii) Gaya aksial pada pegas (F_a)

$$F_a = F_n \sin \alpha$$

$$= p_n \cdot 2 \pi r b \cdot \sin \alpha$$

$$= 10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 25 \cdot 5,5 \cdot \sin 12,5^\circ$$

$$F_a = 1860 \text{ N}$$

2. Sebuah kopling kerucut didesain untuk meneruskan daya 7,5 kW pada putaran 900 r/min sudut bidang gesek : 12° , tekanan normal dari pegas = $(b) = \frac{1}{2} r$. Jika $\mu = 0,2$ Hitunglah :
- Radius luar dan dalam dari r rata-rata
 - Gaya aksial dipegas kopling

Jawab :

$$\begin{aligned} P &= 7,5 \text{ kW} = 7500 \text{ W} \\ n &= 900 \text{ r/min} \\ \alpha &= 12^\circ \\ p_n &= 0,09 \text{ N/cm}^2 \\ \mu &= 0,2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(i)} \quad T &= \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{7500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 900} \\ &= 79560 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(ii)} \quad T &= \mu \cdot p_n \cdot 2 \pi r^2 \cdot b \quad \text{dengan } b = r/2 \\ T &= \mu \cdot p_n \cdot 2 \pi r^2 (r/2) \\ T &= \mu \cdot p_n \cdot \pi \cdot r^3 \\ r^3 &= \frac{T}{\mu \cdot \pi \cdot p_n} = \frac{79560}{0,2 \cdot \pi \cdot 0,09} \\ r &= 112,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{(iii)} \quad b = \frac{r}{2} = \frac{112,4}{2} = 56,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{(iv)} \quad r_1 &= r + \frac{b}{2} \sin \alpha \\ &= 112,4 + \frac{56,2}{2} \sin 12^\circ \quad (\text{radius bidang gesek}) \\ &= 112,4 + 5,43 = 118 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{(v)} \quad r_2 = r - \frac{b}{2} \sin \alpha = 112,4 - \frac{56,2}{2} \sin 12^\circ = 107 \text{ mm} \quad (\text{radius luar})$$

(vi) Gaya aksial di pegas kopling :

$$\begin{aligned} F_a &= F_n \sin \alpha \\ &= p_n \cdot 2 \pi r b \sin \alpha \\ &= 0,09 \cdot 2 \pi \cdot 112,4 \cdot 56,2 \cdot \sin 12^\circ \\ F_a &= 741,5 \text{ N} = 742 \text{ N} \end{aligned}$$

C. KOPLING CENTRIFUGAL

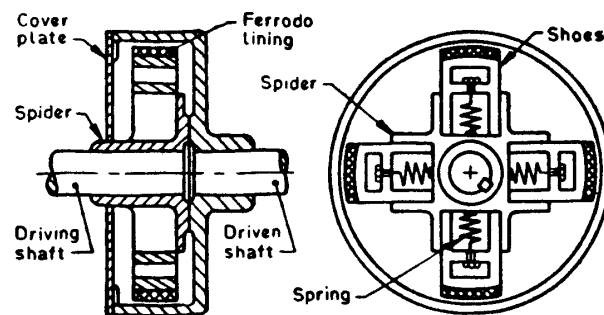
Kopling sentrifugal merupakan jenis kopling gesek, yang berkerja dengan prinsip gaya sentrifugal dan gaya pegas.

Cara kerja:

- *Driver shaft* berputar sesuai dengan putaran mesin.
- Jika putaran dipercepat, maka akan terjadi gaya sentrifugal akibat massa sepatu kopling terlempar keluar. Gaya sentrifugal tersebut akan mendorong sepatu kopling ke arah drum

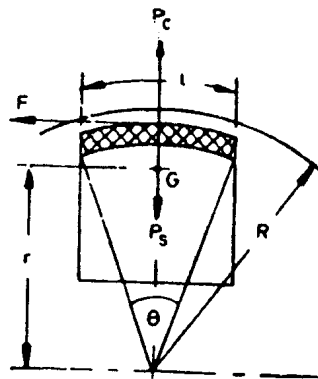
dari kopling. Jika putaran dinaikkan, maka gaya sentrifugal yang makin besar mampu mengatasi gaya pegas, sehingga mendorong plat kopling makin ke atas.

- Gaya sentrifugal yang makin besar dengan bertambahnya putaran *driver shaft*, akibatnya plat kopling terdorong makin kuat, menekan bagian drum kopling. Dengan tekanan yang makin besar, maka bagian *driven shaft* akan ikut berputar akibat gesekan antara sepatu dengan drum.
- Untuk menghentikan putaran bagian drum, dilakukan dengan cara menurunkan putaran yang berarti menurunkan besarnya gaya sentrifugal. Akibatnya gaya sentrifugal tidak dapat mengatasi gaya pegas, maka sepatu kopling akan kembali ke posisi awal dan drum akan diam.



Gambar 1. Konstruksi Kopling Sentrifugal

1. Sepatu Kopling



Gambar 2. Sepatu Kopling Sentrifugal

- G : Pusat grafitasi (titik berat)
 W : Berat setiap sepatu kopling
 Z : Jumlah sepatu
 R : Jari-jari drum
 r : Jari antara G ke pusat sumbu
 n : Putaran r/min
 ω : Kecepatan sudut = $\frac{2\pi n}{60}$ (rad/s)
 ω_1 : kecepatan sudut saat mulai terjadi gesekan

a. Berat sepatu kopling

- Gaya sentrifugal :

$$F_c = \frac{W}{g} \omega^2 r$$

gesekan mulai terjadi biasanya pada $\frac{3}{4} \omega$ (0,75x kecepatan sudut), sehingga :

$$F_s = \frac{W}{g} \left(\frac{3}{4} \omega \right)^2 r = \frac{9}{16} \frac{W}{g} \cdot \omega^2 r$$

- Gaya sentrifugal aktual untuk operasi kopling

$$F_c^1 = F_c - F_s = \frac{W}{g} \omega^2 r - \frac{9}{16} \frac{W}{g} \omega^2 r$$

- Gaya tangensial yang terjadi :

$$F_t = \mu (F_c - F_s)$$

- Torsi yang dapat ditransmisikan :

$$T = F_t \cdot R$$

$$T = \mu (F_c - F_s) R$$

$$T = \mu (F_c - F_s) R \cdot z \quad (\text{jika ada } z \text{ sepatu kopling})$$

b. Ukuran sepatu kopling

Jika :

L : panjang kontak sepatu kopling

b : lebar sepatu

R : jari-jari kontak terhadap sepatu = jari dari drum

θ : sudut sepatu dengan sumbu (dalam radian)

radial clearance antara sepatu dan rim (drum) = 1,5 mm

$$\theta = \frac{L}{R} \quad \text{rad}$$

$$\text{asumsi } \theta = 60^\circ = \frac{\pi}{3} \text{ rad}$$

$$L = \theta \cdot R = \frac{\pi}{3} R$$

Luas bidang kontak, $A = L \times b$

Gaya tangensial, $F_t = p \times A = L \times b \times p$

(p : tekanan oleh sepatu)

c. Dimensi pegas

$$F_s = \frac{9}{16} \frac{W}{g} \omega^2 r, \quad F_s : \text{gaya pegas} = \text{gaya sentripetal}$$

2. Contoh Soal

1. Sebuah kopling sentrifugal didesain untuk meneruskan daya 20 hp pada putaran 900 r/min. Jumlah sepatu kopling 4 buah. Putaran drum mulai terjadi pada tekanan $\frac{3}{4} \omega$. Jari-jari drum 15 cm. Sepatu terbuat dari Ferrodo dengan koefisien gesek : 0,25. Hitunglah :
 - Besar sepatu kopling
 - Dimensi sepatu kopling, dengan asumsi $r = 12 \text{ cm}$, $\theta = 60^\circ$ dan $p_n = 10 \text{ N/cm}^2$.

Jawab :

$$P = 20 \text{ hp} = 15 \text{ kW} = 15\,000 \text{ W}$$

$$n = 900 \text{ r/min}$$

$$\omega_1 = \frac{3}{4} \omega$$

$$R = 15 \text{ cm}$$

$$\mu = 0,25$$

$$r = 12 \text{ cm}$$

$$\theta = 60^\circ = \frac{60}{180} \pi \text{ rad} = \frac{\pi}{3} \text{ rad}$$

$$Z = 4$$

$$p_n = 10 \text{ N/cm}^2$$

$$(i) T = \frac{P \cdot 60}{2\pi \cdot n} = \frac{15\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 900} = 159 \text{ N.m} = 16\,000 \text{ N.cm}$$

$$(ii) \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 900}{60} = 94,26 \text{ rad/s}$$

$$(iii) F_c = \frac{W}{g} \omega^2 r$$

(Putaran drum mulai terjadi pada tekanan $\frac{3}{4} \omega$)

$$= \frac{W}{g} \left(\frac{3}{4} \omega \right)^2 r = \frac{9}{16} \cdot \frac{W}{g} \omega^2 r$$

(iv) Torsi yang dapat ditransmisikan :

$$T = \mu (F_c - F_s) R \cdot Z$$

$$= \mu \left(\frac{W}{g} \omega^2 r - \frac{9}{16} \frac{W}{g} \omega^2 r \right) R \cdot Z$$

$$= \frac{7}{16} \frac{W}{g} \omega^2 r \mu \cdot R \cdot Z$$

$$16\,000 = \frac{7}{16} \frac{W}{9,81} \times (94,26)^2 \times 12 \times 0,25 \times 15,4$$

$$\text{Berat sepatu kopling, } W = \frac{16\,000}{709} = 22,6 \text{ N}$$

(v) Dimensi sepatu kopling :

$$a) \theta = 60^\circ = \frac{\pi}{3} \text{ rad}$$

$$L = \theta \cdot R = \frac{\pi}{3} \cdot 15 = 15,71$$

$$A = L \times b = 15,71 b$$

$$b) p_n = 10 \text{ N/cm}^2$$

$$F_t = p_n \cdot A = 10 \cdot 15,71 b = 157,1 b$$

$$c) F_t = F_c - F_s$$

$$= \frac{W}{g} \omega^2 r - \frac{9}{16} \frac{W}{g} \omega^2 r$$

$$= \frac{7}{16} \frac{W}{g} \omega^2 r = \frac{7}{16} \times \frac{22,6}{9,8} \times (94,26)^2 \times 12$$

$$\begin{aligned}F_t &= 1102,5 \text{ N} \\1102,5 &= 157,1 b \\b &= \frac{1102,5}{157,1} = 7,02 \text{ cm}\end{aligned}$$

Dimensi sepatu kopling :

Panjang, $L = 15,71 \text{ cm} = 157 \text{ mm}$

Lebar, $b = 7,02 \text{ cm} = 70 \text{ mm}$

Soal Latihan:

1. Sebuah rem jenis single disc clutch dengan bidang gesek ganda (both sides of the disc effective) digunakan untuk meneruskan daya 10 kW pada putaran 900 r/min. Tekanan aksial yang diberikan sebesar $0,085 \text{ N/mm}^2$. Jika diameter bidang gesek bagian luar adalah 1,25 x diameter bidang gesek bagian dalam, hitung dimensi bidang gesek dan gaya aksial pegas yang diperlukan untuk mengoperasikan rem tersebut. Asumsikan kondisi uniform wear dengan koefisien gesek 0,3.
(Jawaban : 132,5 mm, 106 mm, 1500 N).
2. Sebuah engine menghasilkan daya 22 kW pada putaran 1000 r/min dan ditransmisikan dengan menggunakan kopling kerucut dengan diameter rata-rata 300 mm. Sudut kerucut sebesar 12° . Jika tekanan pada bidang gesek tidak boleh melebihi $0,07 \text{ N/mm}^2$ dan koefisien gesek 0,2 hitunglah:
 - a. Lebar (b) dari bidang gesek kopling.
 - b. Gaya aksial dari pegas yang diperlukan.(Jawaban : 106 mm, 1796 N)
3. Sebuah kopling sentrifugal mempunyai 4 buah sepatu kopling, digunakan untuk meneruskan daya 22,5 kW pada putaran 750 r/min. Jika gesekan mulai terjadi pada 75 % dari putaran, diameter dalam drum 300 mm dan jari-jari dari pusat putaran untuk setiap sepatu kopling terhadap poros 125 mm dan koefisien gesek 0,25, hitunglah berat setiap sepatu kopling, panjang dan lebar sepatu yang diperlukan.
(jawaban : 5,66 kg, $L = 157,1 \text{ mm}$, $b = 120 \text{ mm}$)

BAB 10 REM (BRAKE)

Rem adalah komponen mesin yang berfungsi untuk menghentikan putaran poros, mengatur putaran poros dan mencegah putaran yang tidak dikehendaki.

Efek pengereman diperoleh dari :

- gesekan jika secara mekanik
- serbuk magnet, arus pusar, fasa yang dibalik, arus searah yang dibalik, penukaran kutub jika secara listrik.

Secara umum jenis rem yang biasa digunakan :

- Rem blok (Block or Shoe Brake)
- Rem pita (Band Brake)
- Rem drum/tromol (Internal Expanding Brake)
- Rem cakram (Disc Brake)

Hal-hal penting yang harus diperhatikan dalam desain rem :

- Gaya penggerak rem
- Daya yang dipindahkan
- Energi yang hilang
- Kenaikan suhu

A. Rem Blok

Prosedur analisis :

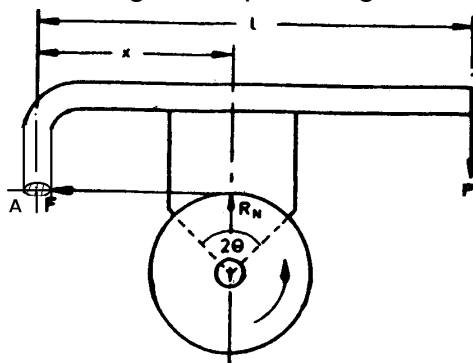
- Mencari distribusi tekanan pada permukaan gesek.
- Mencari hubungan tekanan maksimum dan tekanan pada setiap titik.
- Gunakan keseimbangan statis untuk : gaya gesek, daya, reaksi.

Konstruksi dari rem blok secara umum dapat dibedakan dalam tiga kondisi berdasarkan desain tumpuan handel penggerak rem. Rumus umum yang digunakan dalam perhitungan :

- Gaya tangensial : $F_t = \mu \cdot F_n$
- Torsi (T) = $F_t \cdot r = \mu \cdot F_n \cdot r$

1. Rem Blok Kasus I

Rem blok dengan tumpuan segaris dengan gaya tangensial (F_t)



F : gaya untuk pengereman

F_n : gaya normal

F_t : gaya tangensial

μ : koefisien gesek

r : jari-jari roda

2θ = sudut kontak antara roda dan bidang gesek (brake shoe)

Gambar 1. Rem Blok Kasus I

Roda berputar berlawanan arah jarum jam maka F_t ke kiri.

Roda berputar searah jarum jam maka F_t ke kanan.

Untuk menganalisis kasus I digunakan persamaan keseimbangan statis :

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F \cdot L - F_n \cdot X = 0$$

$$F_n = \frac{F \cdot L}{X}$$

Besarnya torsi pada rem :

$$T = \mu \cdot F_n \cdot r = \mu \cdot \frac{F \cdot L}{X} \cdot r$$

Note : Besar torsi rem sama untuk putaran SJJ atau BJJ

2. Rem Blok Kasus II

- Kasus ini terjadi karena tumpuan sendi dan gaya tengensial mempunyai jarak a sehingga menimbulkan momen $F_t \cdot a$

- Analisis : (roda BJJ)

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F \cdot L - F_n \cdot x + F_t \cdot a = 0$$

$$F_n \cdot x = F \cdot L + F_t \cdot a$$

$$F_n \cdot x = F \cdot L + F_t \cdot a \quad \text{dimana } F_t = \mu \cdot F_n$$

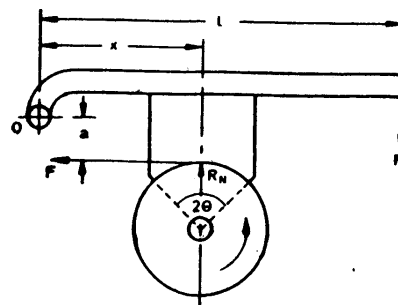
$$F_n \cdot x - F_t \cdot a = F \cdot L$$

$$F_n \cdot x - (\mu \cdot F_n \cdot a) = F \cdot L$$

$$F_n (x - \mu \cdot a) = F \cdot L$$

$$\text{Gaya normal : } F_n = \frac{F \cdot L}{(x - \mu \cdot a)}$$

$$\text{Torsi pengereman : } F_t \cdot r = \mu \cdot F_n \cdot r = \frac{\mu \cdot r \cdot F \cdot L}{x - \mu \cdot a}$$



Gambar 2. Rem Blok Dengan Tumpuan Di atas F_t

- Untuk roda berputar SJJ, maka : F_t ke kanan.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F \cdot L - F_n \cdot x - F_t \cdot a = 0$$

$$F_n \cdot x + F_t \cdot a = F \cdot L$$

$$F_n \cdot x + \mu \cdot F_n \cdot a = F \cdot L$$

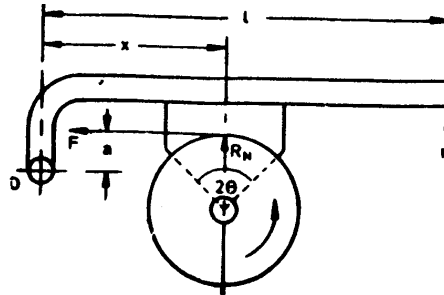
$$F_n (x + \mu a) = F \cdot L$$

$$\text{Gaya normal : } F_n = \frac{F \cdot L}{(x + \mu a)}$$

$$\text{Torsi pengereman : } T = \mu \cdot F_n \cdot r = \mu \cdot \frac{F \cdot L \cdot r}{(x + \mu a)}$$

3. Rem Blok Kasus III

- Kasus ini terjadi karena tumpuan sendi dan gaya tangensial mempunyai jarak a sehingga menimbulkan momen $F_t \cdot a$



Gambar 3. Rem Blok Dengan Tumpuan Di bawah F_t

- Analisis untuk roda berputar BJJ :

$$\sum M_A = 0$$

$$F \cdot L - F_n \cdot x - F_t \cdot a = 0$$

$$F_n \cdot x + F_t \cdot a = F \cdot L$$

$$F_n \cdot x + \mu \cdot F_n \cdot a = F \cdot L$$

$$F_n = \frac{F \cdot L}{x + \mu a}$$

$$T = F_t \cdot r = \mu \cdot F_n \cdot r = \frac{\mu \cdot F \cdot L \cdot r}{(x + \mu a)}$$

- Untuk roda berputar SJJ :

$$\text{Gaya normal : } F_n = \frac{F \cdot L}{x - \mu a}$$

$$\text{Torsi pengereman : } T = \frac{\mu \cdot F \cdot L \cdot r}{(\mu - x a)}$$

Catatan :

- Jika sudut kontak lebih dari 60° maka koefisien gesek yang digunakan adalah koefisien gesek ekuivalen.

$2\theta > 60^\circ$, maka dipakai μ' : koefisien gesek ekvivalen.

$$\mu' = \frac{4\mu \sin \theta}{2\theta + \sin 2\theta}$$

- Torsi pengereman :

$$T = \mu' \cdot F_n \cdot r$$

- Untuk rem blok ganda berlaku :

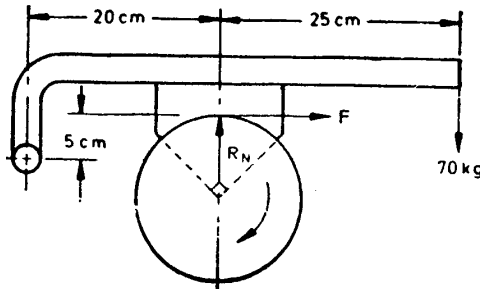
$$T = (F_{t1} + F_{t2}) \cdot r$$

F_{t1} : gaya tangensial pada blok 1

F_{t2} : gaya tangensial pada blok 2

4. Contoh Soal

1. Rem blok tunggal seperti Gambar 4. Diameter drum rem (brake drum)/roda = 25 cm. Dan sudut kontak 90° . jika gaya yang diperlukan untuk mengoperasikan rem 700 N dan koefisien gesek antara drum dan sepatu rem : 0,35. Cari torsi yang dapat ditransmisikan oleh rem tersebut.
-



Gambar 4. Rem Blok Soal 1

Jawab :

Diketahui :

$$F = 700 \text{ N}$$
$$X = 25 \text{ cm}$$

$L = 50 \text{ cm}$

$$a = 5 \text{ cm}$$
$$\mu = 0,35$$
 $d = 25 \text{ cm}$
$$r = 12,5 \text{ cm}$$

- $\mu' = \frac{4\mu \sin \theta}{2\theta + \sin 2\theta} = \frac{4 \cdot (0,35) \sin 45^\circ}{\frac{\pi}{2} + \sin 90^\circ} = 0,385$

- $\Sigma M_A = 0$
 $F \cdot L - F_n \cdot x + F_t \cdot a = 0$
 $-F_n \cdot x + F_t \cdot a = -F \cdot L$
 $F_n \cdot x - F_t \cdot a = F \cdot L$
 $F_n \cdot x - \mu \cdot F_n \cdot a = F \cdot L$
 $F_n (x - \mu a) = F \cdot L$

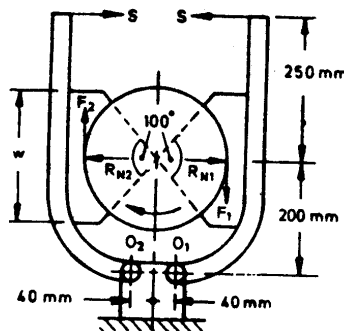
$$\text{Gaya normal : } F_n = \frac{F.L}{(x - \mu a)} = \frac{700 \times 50}{(25 - 0,385 \times 5)} = 1517 \text{ N}$$

Torsi pengereman :

$$T = \mu \cdot F_n \cdot r$$

$$= 0,385 \cdot 1517 \cdot 12,5 = 7\,300 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

2. Rem blok ganda dapat digunakan untuk menyerap torsi 1400 N.m. Diameter drum rem 350 mm dan sudut kontak setiap sepatu 100°. Jika koefisien gesek antara drum dan lining 0,4. Hitung :
- pegas yang diperlukan untuk operasional drum.
 - lebar sepatu rem, jika $p = 0,3 \text{ N/mm}^2$.



Gambar 5. Rem Blok Ganda Soal 2**Jawab :**

$$T = 1400 \text{ Nm} = 1400 \cdot 10^3 \text{ N mm.}$$

$$d = 350 \text{ mm, } r = 175 \text{ mm}$$

$$2\theta = 100^\circ = 100 \cdot \frac{\pi}{180} = 1,75 \text{ rad}$$

$$\mu = 0,4$$

$$p = 0,5 \text{ N/mm}^2$$

Note :

$2\theta > 60^\circ$, maka dipakai μ' : koefisien gesek ekvivalen.

(i) Koefisien gesek ekvivalen :

$$\mu' = \frac{4\mu \sin \theta}{2\theta + \sin 2\theta} = \frac{4 \cdot (0,4) \sin 50^\circ}{1,75 + \sin 100^\circ} = 0,45$$

(ii) $\Sigma M_{O1} = 0$

$$s \cdot 450 - F_{n1} \cdot 200 - F_{t1} \cdot (175 - 40) = 0 \quad \text{Note : } F_{t1} = \mu' F_n$$

$$s \cdot 450 - \frac{F_{t1}}{0,45} \cdot 200 - F_{t1} \cdot 135 = 0, \quad \text{Note : } F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\mu'}$$

$$F_{t1} = \frac{s \cdot 450}{579,4} = 0,776 \text{ s} \quad (1)$$

(iii) $\Sigma M_{O2} = 0$

$$s \cdot 450 + F_{t2} \cdot (175 - 40) - F_{n2} \cdot 200 = 0$$

$$s \cdot 4500 + F_{t2} (-135) - \frac{F_{t2}}{0,45} \cdot 200 = 0$$

$$F_{t2} = \frac{s \cdot 450}{309,4} = 1,454 \text{ s} \dots\dots\dots (2)$$

(iv) Torsi yang dapat diserap :

$$T = (F_{t1} + F_{t2}) \cdot r = (0,776 \text{ s} + 1,454 \text{ s}) \cdot 175$$

$$T = 390,25 \text{ s.}$$

Gaya pegas yang diperlukan :

$$S = \frac{T}{390,25} = \frac{1400 \cdot 10^3}{390,25} = 3587 \text{ N}$$

(v) Lebar bidang gesek (b) :

$$\begin{aligned} \bullet \quad A &= 2 r \sin \theta \cdot b \\ &= 2 \cdot 175 \cdot \sin 50^\circ \cdot b = 268 \text{ b} \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad F_{n1} &= \frac{F_{t1}}{\mu'} = \frac{0,776 \text{ s}}{0,45} = \frac{0,776 \cdot 3587}{0,45} \\ &= 6185,6 \text{ N} \end{aligned}$$

- $$F_{n2} = \frac{Ft_1}{\mu} = \frac{1454s}{0,45} = \frac{1454.3587}{0,45}$$

$$= 11590 \text{ N}$$
- $F_{n1} < F_{n2}$, digunakan F_{n2} untuk mencari lebar bidang gesek (b)
- $$P = \frac{F_{n2}}{A}$$

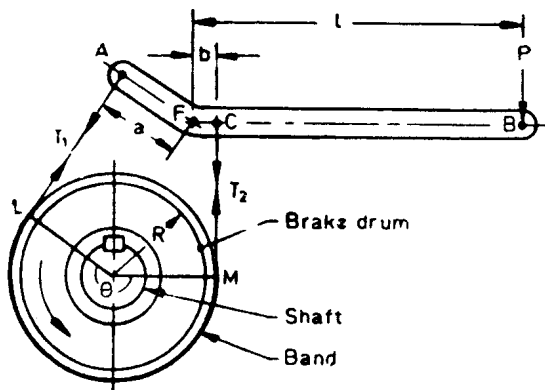
$$A = \frac{F_{n2}}{p} = \frac{11590}{0,3} = 38633$$

$$268 \text{ b} = 38633$$

$$\text{lebar bidang gesek : } b = \frac{38633}{268} = 144,2 \text{ mm}$$

B. Rem Pita

Rem pita (band brake) merupakan rem dengan bidang gesek untuk proses pengereman berupa pita atau tali. Bahan dasar dari pita antara lain terbuat dari : kulit, kain dan baja.



R : jari-jari drum

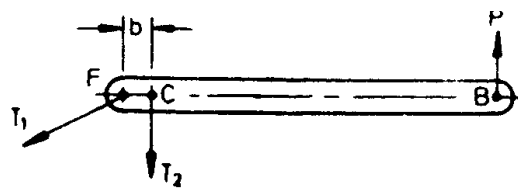
t : tebal pita

R_e : jari-jari efektif drum

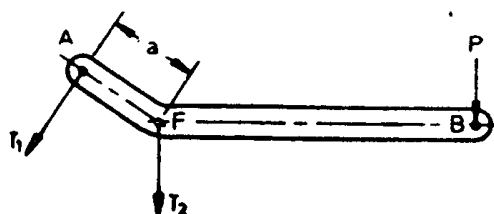
$$R_e = R + \frac{t}{2}$$

P : gaya untuk mengerem

Gambar 1. Konstruksi Rem Pita Tipe I



Gambar 2. Konstruksi Rem Pita Tipe II



Gambar 3. Konstruksi Rem Pita Tipe III

1. Torsi Pengereman

Jika :

T_1 : tegangan bagian tegangan dari pita

- T_2 : tegangan bagian kendur dari pita
 θ : sudut kontak tali / pita dengan drum
 μ : koefisien gesek tali dan drum
 F : Gaya pengereman (pada gambar tertulis P)

Analisis tegangan tali menggunakan prinsip tegangan sabuk (belt).

Misal : drum berputar berlawanan arah jarum jam, maka :

T_1 : (tegangan pada sisi tegang) $>$ T_2 (sisi kendur)

Berlaku persamaan tegangan sabuk (belt) :

(i) $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$ atau $2,3 \log \frac{T_1}{T_2} = \mu\theta$

(ii) Gaya untuk pengereman = $T_1 - T_2$

(iii) Torsi pengereman :

- $T_B = (T_1 - T_2) R_e$ (jika ketebalan pita diperhitungkan)
- $T_B = (T_1 - T_2) R$ (jika ketebalan pita tidak dihitung)

(iv). Keseimbangan momen di F ($\sum M_F = 0$)

- $\sum M_F = 0$ (CCW) $T_1 > T_2$ (Gambar 1.)
 $F \cdot L = T_1 \cdot a - T_2 \cdot b$

- $\sum M_F = 0$ (CW) $T_1 < T_2$ (Gambar 3.)
 $F \cdot L = T_2 \cdot a - T_1 \cdot b$

- $\sum M_F = 0$ (Gambar 2.)
 $F \cdot L = T_2 \cdot b$

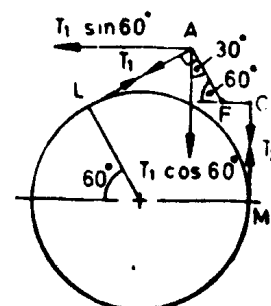
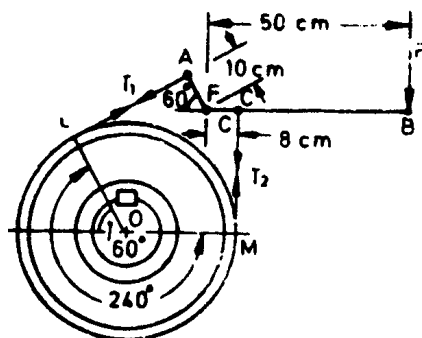
- $\sum M_F = 0$ (Gambar 3.)
 $F \cdot L = T_1 \cdot a$

(v) Untuk rem terjadi **self locking (terkunci)**, nilai $F = 0$. Kondisi terjadi penguncian rem ini

- CCW $\rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{a}{b}$
- CW $\rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{a}{b}$

2. Contoh Soal

1. Sebuah rem pita dengan panjang handel 50 cm, diameter drum 50 cm dan torsi maksimum 10 000 kg.cm. Jika koefisien gesek 0,3, hitung tegangan T_1 , T_2 dan gaya untuk pengereman.



Gambar 4. Konstruksi Rem Pita Soal 1

Jawab :

(i) Torsi pengereman :

$$T_B = (T_1 - T_2) R$$

$$10000 = (T_1 - T_2) \times \frac{50}{2}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{10000}{25} = 400 \text{ kg} \dots \dots \dots (1)$$

(ii) Sudut kontak (θ) :

$$\theta = 240^\circ = 240 \times \frac{\pi}{180^\circ} = \frac{4}{3} \pi \text{ radian}$$

(iii) Mencari T_1 & T_2 =

$$2,3 \log \frac{T_1}{T_2} = \mu \theta$$

$$2,3 \log \frac{T_1}{T_2} = 0,3 \times \frac{4\pi}{3} = 1,26$$

$$\log \frac{T_1}{T_2} = \frac{1,26}{2,3} = 0,546$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 3,516 \text{ maka } T_1 = 3,516 T_2 \dots \dots \dots (2)$$

(iv) Substitusi persamaan (2) \rightarrow (1)

$$T_1 - T_2 = 400$$

$$3,516 T_2 - T_2 = 400$$

$$2,516 T_2 = 400$$

$$\text{Tegangan tali : } T_2 = \frac{400}{2,516} = 159 \text{ kg} = 1590 \text{ N}$$

$$\text{Tegangan tali : } T_1 = 3,51 T_2 = 3,516 \cdot 159 = 559 \text{ kg} = 5590 \text{ N}$$

(v) Gaya untuk operasional rem

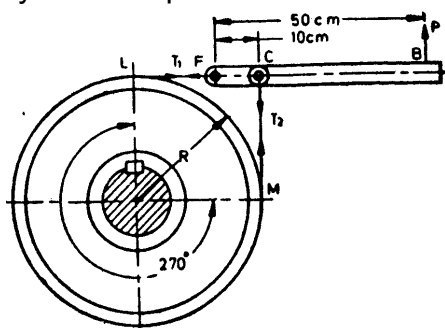
$$\sum M_F = 0$$

$$F \cdot 50 + T_2 \cdot 8 - T_1 \cdot 10 = 0$$

$$F \cdot 50 + T_1 \cdot 10 - T_2 \cdot 8 = 559 \cdot 10 - 159 \cdot 8$$

$$F = \frac{4318}{50} = 86,36 \text{ kg} = 864 \text{ N}$$

2. Sebuah rem pita seperti pada gambar. Diagram drum 45 cm., sudut kontak : 270° torsi pengereman maksimum 2250 kg.cm., koefisien gesek $\mu = 0,25$. Hitunglah : tegangan tali sisi kendur, tegang dan gaya untuk operasional reem.



Gambar 5. Konstruksi Rem Pita Soal 2

Jawab :

(i) Sudut kontak $\theta = 270^\circ = 270^\circ \times \frac{\pi}{180^\circ} = 4,713 \text{ rad}$

(ii) Torsi pengereman :

$$T_B = (T_1 - T_2) \cdot R$$

$$2250 = (T_1 - T_2) \times \frac{45}{2}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{2250}{22,5} = 100 \dots\dots\dots (1)$$

(iii) Tegangan tali :

$$2,3 \log \frac{T_1}{T_2} = \mu \theta$$

$$2,3 \log \frac{T_1}{T_2} = 0,25 \cdot 4,713 = 1,178 \text{ maka } \log \frac{T_1}{T_2} = \frac{1,178}{2,3} = 0,5122$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 3,253 \quad \rightarrow \text{gunakan anti log } 0,5122$$

$$T_1 = 3,253 T_2 \dots\dots\dots (2)$$

(iv) Substitusi persamaan (2) \rightarrow (1) :

$$(T_1 - T_2) = 100$$

$$3,253 T_2 - T_2 = 100$$

$$2,253 T_2 = 100$$

$$T_2 = 44,4 \text{ kg} = 444 \text{ N}$$

$$T_1 = 3,253 T_2 = 3,253 (44,4) = 144,4 \text{ N}$$

(v) Gaya untuk mengoperasikan rem.

$$\sum M_F = 0$$

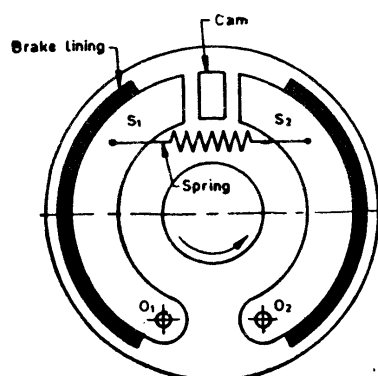
$$F \cdot L - T_2 \cdot b = 0$$

$$F \cdot L = T_2 \cdot b = 44,4 \cdot 10 = 444$$

$$F = \frac{444}{50} = 8,88 \text{ kg} = 88,8 \text{ N}$$

C. REM TROMOL

Rem tromol (*internal expanding brake*) merupakan jenis rem yang banyak digunakan pada bidang otomotif, seperti sepeda motor dan mobil. Penggerak rem dapat berupa gaya pegas dengan menggunakan *cam* atau menggunakan sistem hidrolik.

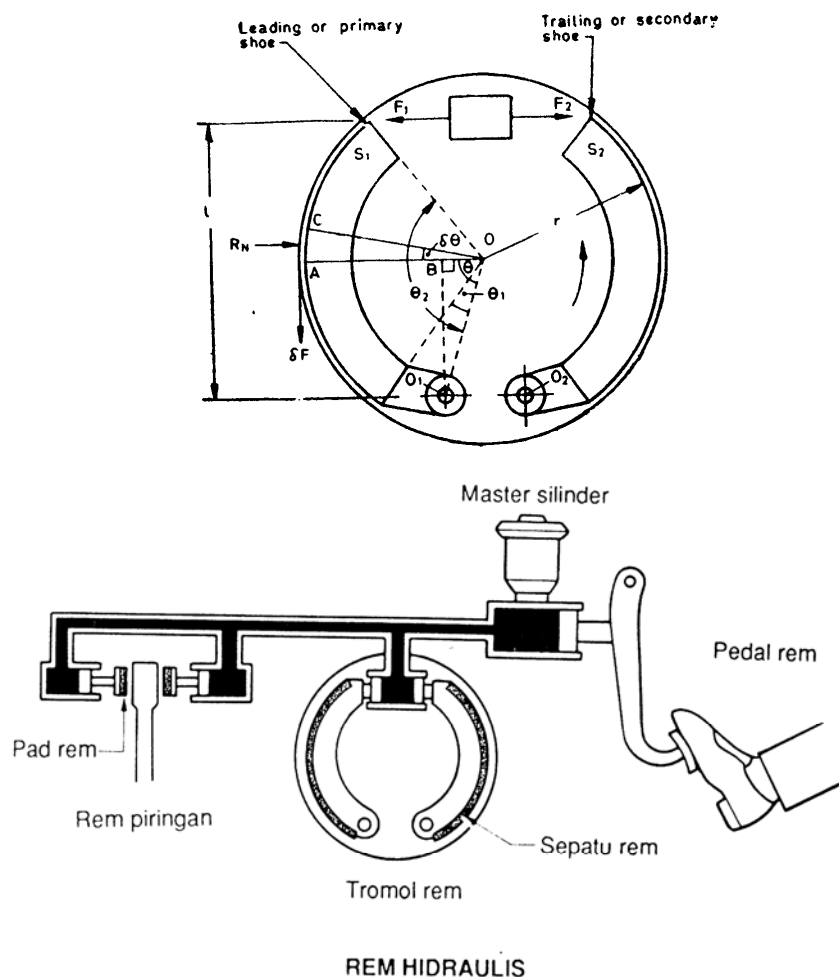


Gambar 1. Konstruksi Rem Tromol

Cara kerja rem tromol:

- Cam dengan bantuan tali penggerak, diubah posisinya dari vertikal ke horisontal.
- Pada posisi horisontal, *cam* akan menekan *brake lining* ke arah kiri dan kanan sehingga bergesekan dengan *drum*. Jika tekanan *cam* diperbesar maka gesekan antara *brake lining* dengan *drum* juga makin besar sehingga *drum* berhenti berputar.
- Jika proses pengereman ingin dihentikan, dilakukan dengan mengembalikan *cam* ke posisi vertikal atau melepas tegangan tali rem, akibat gaya pegas, S_1 dan S_2 , maka *brake lining* akan kembali ke posisi awal (rem terlepas).
- Jika fungsi *cam* diganti dengan sistem hidrolik, maka tekanan ke *brake lining* ke *drum* dilakukan oleh aliran fluida hidrolik.

Rem tromol sangat baik untuk pengereman dengan daya dan putaran yang tidak terlalu besar. Kerusakan yang terjadi biasanya pada bagian sepatu rem yang aus akibat proses pengereman. Penggantian sepatu rem ini dapat dengan mudah dilakukan karena konstruksi rem yang sederhana.

1. Terminologi Rem Tromol

Gambar 2. Bagian-bagian Rem Tromol

Keterangan :

Misal : *drum* berputar berlawanan arah jarum jam.

Bagian kiri sepatu rem (1) disebut dengan *leading or primary shoe*. Bagian kanan sepatu rem (2) disebut dengan *trailing or secondary shoe*

r : jari-jari dalam *drum*

b : lebar *brake lining*

p_1 : tekanan maksimum

p_n : tekanan normal

F_1 : gaya pada *cam* dengan arah sepatu rem 1 (*leading*)

F_2 : gaya pada *cam* dengan arah sepatu rem 2 (*trailing*)

2. Gaya Pengereman Pada rem Tromol

- Tekanan normal, $p_n = p_1 \sin \theta$
- Gaya normal pada elemen kecil :
 $\delta F_n = \text{tekanan normal} \times \text{luas permukaan}$
 $\delta F_n = p_n (b \cdot r \cdot \delta \theta) = p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta)$
- Gaya gesek rem pada elemen kecil :
 $\delta F = \mu \cdot \delta F_n$
 $= \mu \cdot p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta)$
- Torsi pengereman :
 $\delta F_B = \delta F \cdot r$
 $= \mu \cdot p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) r$
 $= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r^2 (\sin \theta \cdot \delta \theta)$
- Torsi pengereman untuk satu sepatu rem diperoleh dari integrasi torsi pengereman elemen dengan batas θ_1 sd. θ_2 .

$$T_B = \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \, d\theta = \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r^2 [-\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$T_B = \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

- Torsi pengereman untuk 2 sepatu rem :
 $T_{B \text{ total}} = 2 T_B$
- Momen normal untuk elemen kecil terhadap sendi O_1
 $\delta M_n = \delta F_n \cdot O_1 B$
 $= \delta F_n (OO_1 \sin \theta)$
 $= p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) (OO_1 \sin \theta)$
 $= p_1 \sin^2 \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) OO_1$

- Momen normal total :

$$M_n = \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_1 \sin^2 \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) OO_1$$

$$= p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \, d\theta = p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{2} (1 - \cos 2\theta) \, d\theta$$

catatan : $\sin^2 \theta = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\theta)$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \left[\theta - \frac{\sin 2\theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \\
M_n &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \left[\theta_2 - \frac{\sin 2\theta_2}{2} - \theta_1 + \frac{\sin 2\theta_1}{2} \right] \\
M_n &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \left[(\theta_2 - \theta_1) + \frac{1}{2} (\sin 2\theta_1 - \sin 2\theta_2) \right]
\end{aligned}$$

- Momen gesek pada rem :

$$\begin{aligned}
\delta M_F &= \delta F \cdot AB \\
&= \delta F \cdot (r - OO_1 \cos \theta), \quad \text{Note : } AB = r - OO_1 \cos \theta \\
&= \mu \cdot p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) (r - OO_1 \cos \theta) \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r (r \sin \theta - OO_1 \sin \theta \cos \theta) \delta \theta \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left(r \sin \theta - \frac{OO_1}{2} \sin 2\theta \right) \delta \theta
\end{aligned}$$

$$\text{Note : } 2 \sin \theta \cos \theta = \sin 2\theta$$

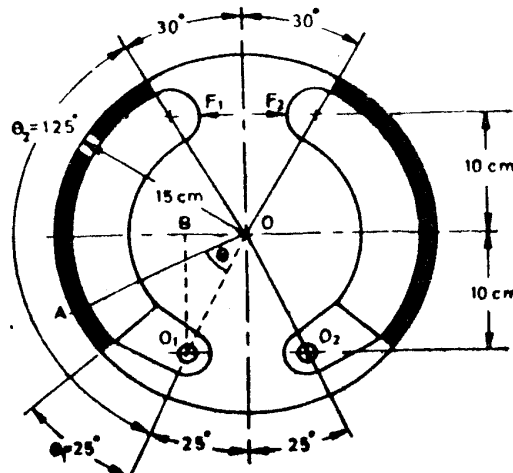
- Momen gesek total :

$$\begin{aligned}
M_F &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(r \sin \theta - \frac{OO_1}{2} \sin 2\theta \right) d\theta \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left[-r \cos \theta + \frac{OO_1}{4} \cos 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left[-r \cos \theta_2 + \frac{OO_1}{4} \cos 2\theta_2 + r \cos \theta_1 - \frac{OO_1}{4} \cos 2\theta_1 \right] \\
M_F &= \mu \cdot P_1 \cdot b \cdot r \left[r (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) + \frac{OO_1}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \right]
\end{aligned}$$

- Jika harga : T_B total, M_n dan M_F diketahui, maka besar gaya pengereman dapat di cari (F_1 dan F_2) dapat dihitung.
- Untuk sepatu rem 1 (*leading shoe*) terhadap O_1 :
 $F_1 \times L = M_n - M_F$
- Untuk sepatu rem 2 (*trailing shoe*) terhadap O_2 :
 $F_2 \times L = M_n + M_F$
- Jika $M_F > M_n$ maka rem akan terjadi *self locking* (terkunci). Pada proses pengereman harus dihindari pengereman mendadak yang mengakibatkan $M_F > M_n$. Jika hal ini terjadi maka roda akan berhenti berputar dan bergerak tergelincir sehingga roda sulit untuk dikontrol.

3. Contoh Soal

1. Sebuah rem tromol dengan data-data seperti pada gambar. Gaya F_1 bekerja pada pusat O_1 (tumpuan). Gaya F_2 bekerja pada pusat O_2 (tumpuan). Lebar rem 3,5 cm. Tekanan maksimum : 4 kg/cm², koefisien gesek : 0,4. Hitung besarnya torsi pengereman dan gaya F_1 dan F_2 yang bekerja pada sepatu rem terhadap O_1 dan O_2 .



Gambar 3. Soal 1

Jawab :

$$\begin{aligned} b &= 3,5 \text{ cm} \\ p_1 &= 4 \text{ kg/cm}^2 \\ \mu &= 0,4 \\ r &= 15 \text{ cm} \\ L &= 20 \text{ cm} \end{aligned}$$

- Torsi pengereman untuk satu sepatu rem :

$$\begin{aligned} T_B &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \\ &= 0,4 \cdot 4 \cdot 3,5 \cdot (15)^2 (\cos 25^\circ - \cos 125^\circ) \\ &= 1864 \text{ kg-cm.} \end{aligned}$$

- Torsi pengereman untuk 2 buah sepatu rem :

$$\begin{aligned} T_{B \text{ total}} &= 2 T_B \\ &= 2 \times 1864 = 3728 \text{ kg-cm.} \end{aligned}$$

- Mencari gaya pengereman (F_1 dan F_2)

$$(i) \quad OO_1 = \frac{O_1 B}{\cos 25^\circ} = \frac{10}{0,9063} = 10,38 \text{ cm}$$

$$(ii) \quad \theta_1 = 25^\circ = 25 \times \frac{\pi}{180} = 0,436 \text{ rad}$$

$$(iii) \quad \theta_2 = 125^\circ = 125 \times \frac{\pi}{180} = 2,18 \text{ rad}$$

- (iv) Momen Normal :

$$\begin{aligned} M_n &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 [(\theta_2 - \theta_1) + \frac{1}{2} (\sin 2\theta_1 - \sin 2\theta_2)] \\ &= \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 3,5 \cdot 15 \cdot 10,38 [(2,18 - 0,436) + \frac{1}{2} (\sin 50^\circ - \sin 250^\circ)] \\ &= 1090 [1,744 + \frac{1}{2} (0,766 + 0,9397)] \\ &= 2834 \text{ kg-cm.} \end{aligned}$$

- (v) Momen gesek :

$$M_F = \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r [r (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) + \frac{OO_1}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1)]$$

$$= 0,4 \cdot 4 \cdot 3,5 [15 (\cos 25^\circ - \cos 125^\circ) + \frac{10,38}{4} (\cos 250^\circ - \cos 50^\circ)]$$

$$M_F = 84 (15 \times 1,4792 - 2,595 \times 0,9848) = 1\,650 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

(vi) Gaya F_1 (*leading shoe*) terhadap O_1 :

$$F_1 \times L = M_N - M_F$$

$$F_1 \times 20 = 2\,834 - 1\,650$$

$$F_1 = 59,2 \text{ kg} = 592 \text{ N}$$

(vii) Gaya F_2 (*trailing shoe*) terhadap O_2 :

$$F_2 \times L = M_N + M_F$$

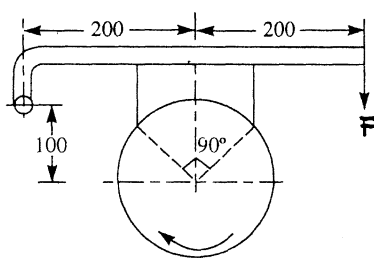
$$F_2 \times 20 = 2\,834 + 1\,650$$

$$F_2 = 224,2 \text{ kg} = 2\,242 \text{ N}$$

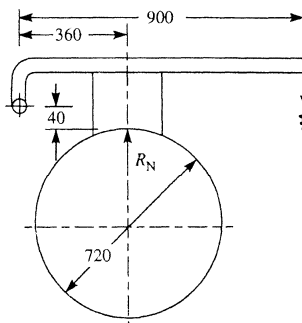
Soal Latihan:

1. Sebuah rem blok tunggal seperti gambar mempunyai diameter drum 250 mm. Sudut kontak antara bidang gesek dan drum 0,35. Jika torsi yang dapat ditransmisikan sebesar 70 Nm, hitung gaya yang diperlukan untuk pengereman.

Jawaban : 700 N



Gambar soal 1.



All dimensions in mm.
Gambar soal 2.

2. Sebuah rem blok tunggal seperti gambar, mempunyai drum dengan diameter 720 mm. Jika torsi pengereman 225 Nm pada putaran 500 r/min dan koefisien gesek 0,3 hitung :
- gaya pengereman jika drum berputar searah jarum jam.
 - gaya pengereman jika drum berputar berlawanan arah jarum jam.

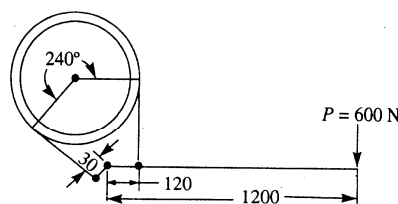
Jawaban : 805,4 N dan 861 N

3. Sebuah rem pita mempunyai diameter drum 800 mm. Pita melingkar pada drum dengan sudut 240° . Bahan pita adalah asbestos fabric dengan koefisien gesek 0,3. Jika gaya pengereman diberikan sebesar 600 N, hitunglah pada putaran searah jarum jam dan berlawanan arah jarum jam dari drum :

- gaya maksimum dan minimum pada pita (gaya sisi kencang dan sisi kendur).
- Torsi pengereman yang dihasilkan.

Jawaban :

176 kN, 50 kN, 50,4 kNm, 6,46 kN, 1,835 kN, 1,85 kNm



All dimensions in mm.

BAB 11 BANTALAN (BEARING)

Bantalan merupakan komponen mesin yang berfungsi menumpu poros yang mempunyai beban tertentu, sehingga gerak berputar atau gerakan bolak balik dapat berlangsung dengan halus, aman dan komponen tersebut dapat tahan lama. Bantalan harus cukup kuat dan kokoh agar komponen mesin lain dapat bekerja dengan baik.

Kerusakan pada bantalan akan menurunkan kinerja mesin secara total.

Contoh Bantalan



Bantalan Roller



Bantalan Luncur

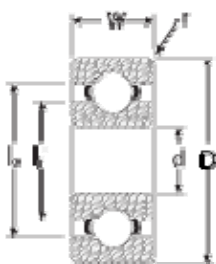


Bantalan Bushing

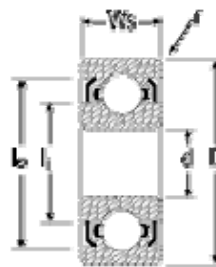


Bantalan Luncur

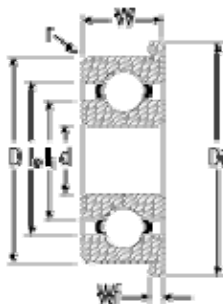
Bantalan Bola



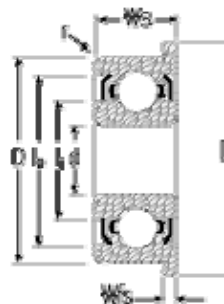
Standard Open



Standard Shielded

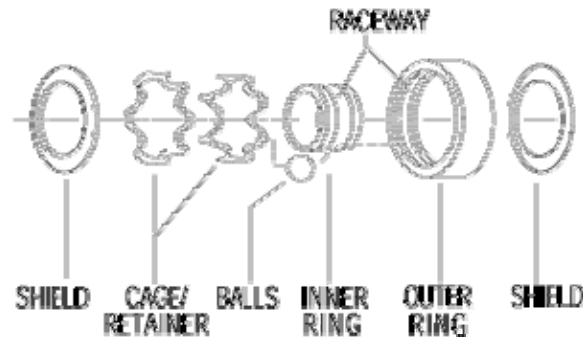


Flanged Open



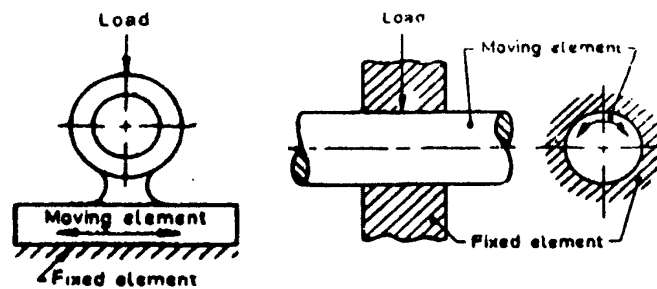
Flanged Shielded

Komponen Bantalan

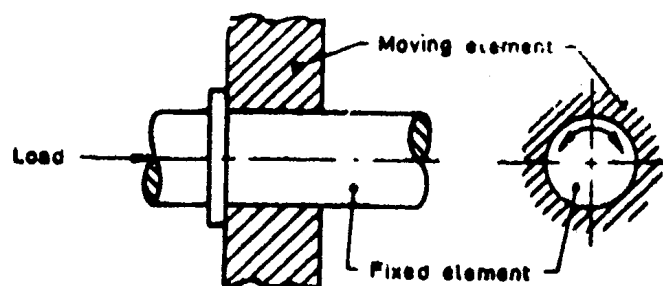


1. Klasifikasi Bantalan

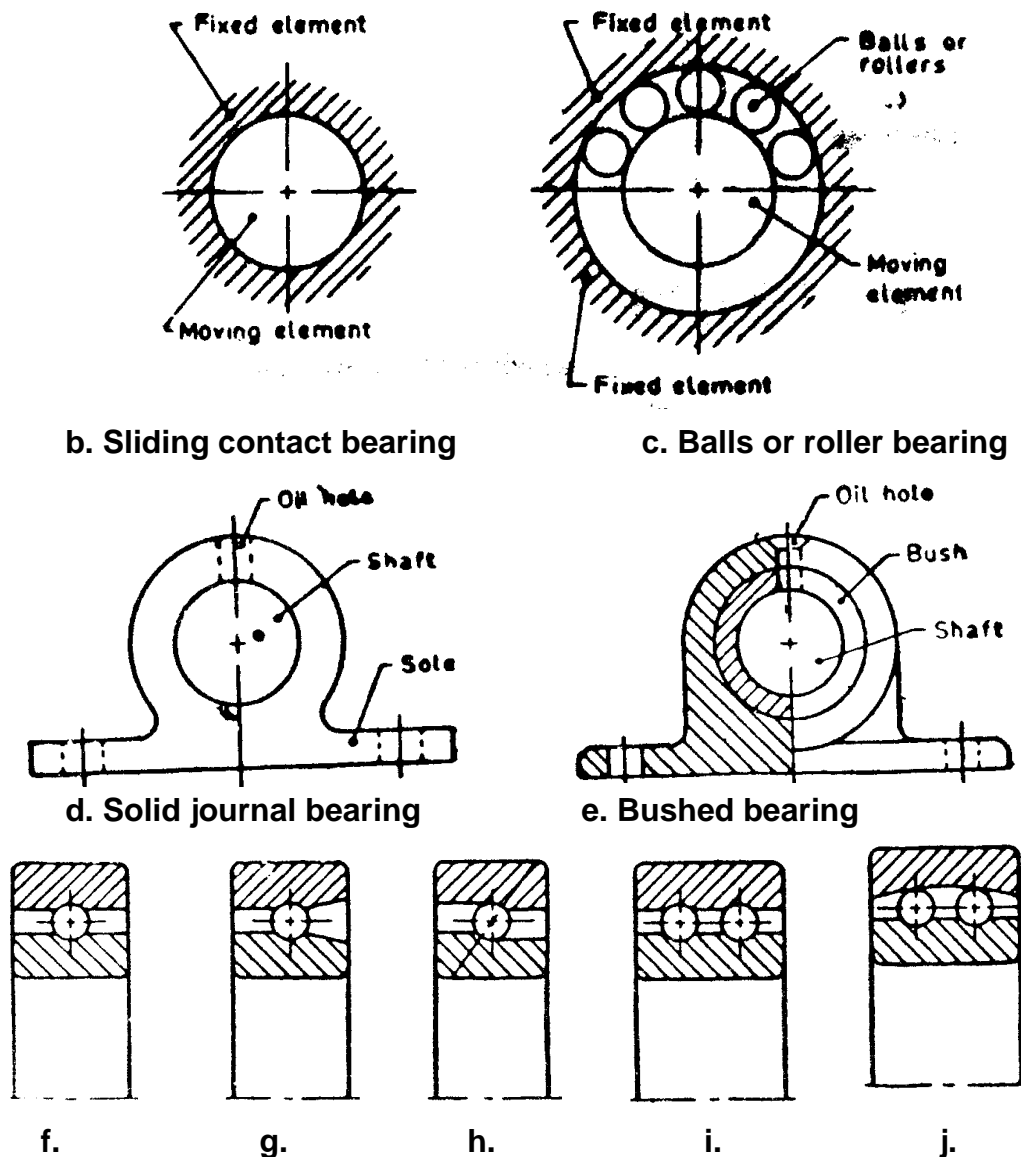
- a. Berdasarkan gerakan, dikelompokkan dalam :
 - Bantalan luncur
 - i. bantalan radial
 - ii. bantalan aksial
 - iii. bantalan khusus
 - Bantalan gelinding
 - i. Bantalan bola
 - ii. Bantalan peluru
 - iii. Bantalan jarum
 - iv. Bantalan rol bulat
- b. Berdasarkan arah beban, dikelompokkan dalam :
 - Bantalan radial : beban tegak lurus sumbu poros
 - Bantalan aksial : beban sejajar sumbu poros
 - Bantalan khusus : beban tegak lurus dan sejajar sumbu poros.



Gambar 1. Bantalan Radial



a. Thrust Bearing



Gambar 2. Berbagai Jenis Bantalan

Keterangan :

- f. single row deep groove
- g. filling notch
- h. angular contact
- i. double row
- j. self aligning

2. Perbedaan Bantalan Luncur dan Bantalan Gelinding

a. Bantalan luncur

- Mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban berat.
- Konstruksi sederhana.
- Pembuatan dan pemasangan dapat dilakukan dengan mudah.
- Gesekan sangat besar pada saat *start* sehingga memerlukan torsi awal yang besar.
- Pelumasan tidak sederhana
- Gesekan yang terjadi sangat besar.

- Panas yang dihasilkan cukup tinggi.
- Dengan sistem pelumasan yang baik, bantalan luncur dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tak bersuara.
- Tidak memerlukan ketelitian yang tinggi sehingga harganya cukup murah.

b. Bantalan gelinding

- Cocok untuk beban yang lebih kecil dibandingkan dengan bantalan luncur.
- Putaran dibatasi oleh adanya gaya sentrifugal elemen gelinding pada bantalan.
- Konstruksinya rumit dan proses pembuatan sulit.
- Harganya lebih mahal dibandingkan dengan bantalan luncur.
- Produksi/pembuatan dilakukan dalam standarisasi.
- Gesekan sangat kecil.
- Pelumasan sangat sederhana, misalnya dengan *grease*
- Gerakan elemen gelinding menyebabkan suara berisik.

3. Bantalan Luncur

3.1. Persyaratan bahan bantalan luncur

- a. Kekuatan yang baik untuk menahan beban dan kelelahan.
- b. Mampu menyesuaikan dengan lenturan poros yang kecil.
- c. Bersifat anti las (tidak menempel ke poros akibat gesekan).
- d. Sangat tahan karat.
- e. Tahan aus.
- f. Dapat menghilangkan/menyerap kotoran.
- g. Harganya murah.
- h. Tidak terlalu terpengaruh dengan kenaikan temperatur.

3.2. Bahan bantalan luncur

- a. *Babbitt metal* (logam putih) : berdasarkan Sn dan Pb
- b. *Bronzes* (tembaga dan paduannya) : tembaga, perunggu fosfor, perunggu timah hitam.
- c. *Cast iron*
- d. *Silver*
- e. *Non metallic bearings* : kayu, karet, plastik.

3.3. Hal penting dalam desain bantalan luncur

- a. Kekuatan bantalan.
- b. Pemilihan perbandingan panjang dan diameter bantalan (L/d)
- c. Tekanan pada bantalan
- d. Harga tekanan dan kecepatan ($p \cdot v$)
- e. Tebal minimum selaput minyak pelumas.
- f. Kenaikkan temperatur

4. Prosedur Desain Bantalan Luncur

- a. Hitung panjang bantalan dengan memilih L/d dari tabel bantalan luncur.
- b. Hitung tekanan bantalan : $p = \frac{F}{L \times d}$
- c. Tentukan viskositas pelumas (Z) yang diperlukan.
- d. Hitung modulus bantalan (perbandingan) $\frac{Z \cdot n}{p}$ dengan n : putaran poros.

e. Hitung *ratio clearance* : $\frac{c}{d}$

f. Hitung koefisien gesekan (μ) = $\frac{33}{10^8} \left(\frac{Z \cdot n}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + k$

k : faktor koreksi = 0,002 untuk L/d dengan nilai (0,75 – 2,8)

g. Hitung panas yang timbul : $H_G = \mu F v$

h. Hitung panas yang dapat dipindahkan : $H_D = C.A.(t_b - t_a)$

C : koefisien perpindahan panas

A : luas proyeksi = $d \times L$

t_b : temperatur bantalan

t_a : temperatur udara

i. Catatan dalam desain :

- Modulus bantalan : $\frac{Z \cdot n}{p} = K$

$$\frac{Z \cdot n}{p} \text{ normal} = 3 K$$

$$\frac{Z \cdot n}{p} \text{ beban berat} = 15 K$$

- Pemilihan L/d :

1. makin kecil L/d, maka makin rendah pula kemampuan bantalan menahan beban.
2. makin besar, makin besar pula panas yang timbul.
3. makin besar, kebocoran pelumas di ujung bantalan dapat diperkecil.
4. makin besar, menyebabkan tekanan tidak merata.
5. jika pelumas tidak merata, maka L/d diperkecil.
6. makin besar, temperatur makin tinggi.
7. L/d harus ditentukan berdasarkan lokasi yang tersedia.
8. L/d tergantung dari jenis bahan bantalan, makin lunak maka L/d makin besar.

- Harga koefisien perpindahan panas (C) :

1. bantalan dengan ventilasi : 0,0007 – 0,0020

2. bantalan tanpa ventilasi : 0,0002 – 0,0006, satuan kkal/min.cm²/ °C

- Temperatur bantalan : $(t_b - t_a) = 0,5 (t_o - t_a)$

t_b : temperatur bantalan.

t_a : temperatur udara.

t_o : temperatur lapisan pelumas, tidak boleh lebih dari 60°

j. Contoh soal

1. Desain sebuah bantalan luncur yang digunakan pada pompa sentrifugal dengan data-data sebagai berikut :

Beban = 20 000 N

Diameter bantalan luncur yang diinginkan = 100 mm

Putaran poros pompa = 900 r/min

Temperatur udara ruang kerja = 15,5°

Tipe minyak pelumas SAE 10

Temperatur lapisan pelumas = 55°
 Viskositas absolut pelumas = $0,017 \text{ kg/m-s}$.
 Tekanan maksimum bantalan = $1,5 \text{ N/mm}^2$.
 Koefisien perpindahan panas = $1232 \text{ W/m}^2/^{\circ}\text{C}$.

Jawab :

- $d = 100 \text{ mm}$
 untuk pompa sentrifugal $L/d = (1 - 2)$, diambil $L/d = 1,6$
 $L/d = 1,6$
 $L = 1,6 \times d = 1,6 \times 100 = 160 \text{ mm}$
- tekanan pada bantalan :

$$p = \frac{F}{l \times d} = \frac{20\,000}{160 \times 100} = 1,25 \text{ N/mm}^2$$
 tekanan ijin bantalan pompa sentrifugal $p = 1,5 \text{ N/mm}^2$, karena $p = 1,25 \text{ N/mm}^2$ maka bantalan aman.
- Viskositas pelumas :
 Dari tabel pelumas untuk $t_0 = 55^{\circ}$ dan SAE 10 diperoleh viskositas pelumas (Z) = $0,017 \text{ kg/m-s}$.
 $1 \text{ cp} = 0,01 \text{ poise} = 0,01 \text{ dyne-s/cm}^2$
- Modulus bantalan aktual :

$$\frac{Z \cdot n}{p} = \frac{0,017 \times 900}{1,25} = 12,24$$

$$\frac{Z \cdot n}{p} \text{ teoritis dari tabel} = 28$$
 pemeriksaan terhadap harga K minimum beban normal

$$\frac{Z \cdot n}{p} = 3 K \quad \text{dengan} \quad K = \frac{Z \cdot n}{3 p} = \frac{28}{3} = 9,33$$
 Ternyata K aktual (12,24) telah di atas nilai K minimum (9,33), maka bantalan aman.
- *ratio clearance* : $\frac{c}{d} = 0,0013$ untuk pompa sentrifugal.
- Koefisien gesekan :

$$(\mu) = \frac{33}{10^8} \left(\frac{Z \cdot n}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + k = \frac{33}{10^8} (12,24) \left(\frac{1}{0,0013} \right) + 0,002 = 0,0051$$
- Panas yang timbul :

$$H_G = \mu F v = 0,0051 \times 20000 \left(\frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 900}{60} \right) = 480,7 \text{ W}$$
- Panas yang dapat dipindahkan :

$$H_D = C \cdot A \cdot (t_b - t_a) = C \cdot L \cdot d \cdot (t_b - t_a)$$

$$(t_b - t_a) = 0,5 (t_o - t_a) = 0,5 (55^{\circ} - 15,5^{\circ}) = 19,75^{\circ} \text{ C}$$

$$C = 1232 \text{ W/m}^2/^{\circ}\text{C}$$

$$H_D = 1232 \times 0,16 \times 0,1 \times 19,75^{\circ} = 389,3 \text{ W}$$

Tabel 1. Besaran Dalam Desain Bantalan Luncur

No	Jenis Mesin	Tipe Bantalan	p_{maks} N/mm ²	Z kg/m-s	$\frac{Z \cdot n}{p}$	$\frac{c}{d}$	$\frac{L}{d}$
1.	Automobile and air craft engines	Main Crank pin Wrist pin	5,6 – 12 10,5 – 24,5 16 – 35	0,007 0,008 0,008	2,10 1,40 1,12	-	0,8 – 1,8 0,7 – 1,4 1,5 – 2,2
2.	Four stroke gas and oil engines	Main Crank pin Wrist pin	5 – 8,5 9,8 – 12,6 12,6 – 15,4	0,02 0,04 0,065	2,80 1,40 0,70	0,001	0,6 – 2 0,6 – 1,5 1,5 – 2
3.	Two stroke gas and oil engines	Main Crank pin Wrist pin	3,5 – 5,6 7 – 10,5 8,4 – 12,6	0,02 0,04 0,065	3,50 1,80 1,40	0,001	0,6 – 2 0,6 – 1,5 1,5 – 2
4.	Marine steam engines	Main Crank pin Wrist pin	3,5 4,2 10,5	0,03 0,04 0,05	2,80 2,10 1,40	0,001	0,7 – 1,5 0,7 – 1,2 1,2 – 1,7
5.	Stationery, slow speed steam engines	Main Crank pin Wrist pin	2,8 10,5 12,6	0,06 0,08 0,06	2,80 0,84 0,70	0,001	1 – 2 0,9 – 1,3 1,2 – 1,5
6.	Stationary, high speed steam engine	Main Crank pin Wrist pin	1,75 4,2 12,6	0,015 0,030 0,025	3,50 0,84 0,70	0,001	1,5 – 3 0,9 – 1,5 1,3 – 1,7
7.	Reciprocating pumps and compressors	Main Crank pin Wrist pin	1,75 4,2 7,0	0,03 0,05 0,08	4,20 2,80 1,40	0,001	1 – 2,2 0,9 – 1,7 1,5 – 2,0
8.	Steam locomotives	Driving axle Crank pin Wrist pin	3,85 14 28	0,10 0,04 0,03	4,20 0,70 0,70	0,001	1,6 – 1,8 0,7 – 1,1 0,8 – 1,3
9.	Railways cars	Axle	3,5	0,1	7	0,001	1,8 – 2
10.	Steam turbines	Main	0,7 – 2	0,002 – 0,016	14	0,001	1 – 2
11.	Generators, motors, centrifugal pumps	Rotor	0,7 – 1,4	0,025	28	0,001 3	1 – 2
12.	Transmission shafts	Light, fixed Self aligning Heavy	0,175 1,05 1,05	0,025 – 0,060	7 2,1 2,1	0,001	2 – 3 2,5 – 4 2 – 3
13.	Machine tools	Main	2,1	0,040	0,14	0,001	1 – 4
14.	Punching and shearing machine	Main Crank pin	28 56	0,10	-	0,001	1 – 2
15.	Rolling mills	Main	21	0,050	1,40	0,001 5	1 – 1,5

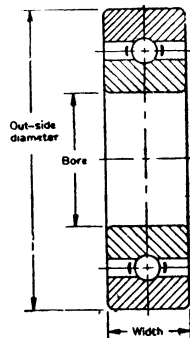
Tabel 2. Sifat Material Bantalan

Bearing material	Fatigue strength	Comfor-mability	Embed-dability	Anti-scoring	Corrosion resistance	Thermal conductivity
Tin base babbit	Poor	Good	Excellent	Excellent	Excellent	Poor
Lead base babbit	Poor to fair	Good	Good	Good to excellent	Fair to good	Poor
Lead bronze	Fair	Poor	Poor	Poor	Good	Fair
Copper lead	Fair	Poor	Poor to fair	Poor to fair	Poor to fair	Fair to good
Aluminium	Good	Poor to fair	Poor	Good	Excellent	Fair
Silver	Excellent	Almost none	Poor	Poor	Excellent	Excellent
Silver lead deposited	Excellent	Excellent	Poor	Fair to good	Excellent	Excellent

Tabel 3. Absolute Viscosity of Commonly Used Lubricating Oils

No	Tipe	Absolute Viscosity of Commonly Used Lubricating Oils											
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90
1	SAE 10	0.05	0.036	0.027	0.0245	0.021	0.017	0.014	0.012	0.011	0.009	0.008	0.0055
2	SAE 20	0.069	0.055	0.042	0.034	0.027	0.023	0.020	0.017	0.014	0.011	0.010	0.0075
3	SAE 30	0.13	0.10	0.078	0.057	0.048	0.040	0.034	0.027	0.022	0.019	0.016	0.010
4	SAE 40	0.21	0.17	0.12	0.096	0.78	0.06	0.046	0.04	0.034	0.027	0.022	0.013
5	SAE 50	0.30	0.25	0.20	0.17	0.12	0.09	0.076	0.06	0.05	0.038	0.034	0.020
6	SAE 60	0.45	0.32	0.27	0.20	0.16	0.12	0.09	0.072	0.057	0.046	0.040	0.025
7	SAE 70	1.0	0.69	0.45	0.31	0.21	0.165	0.12	0.087	0.067	0.052	0.043	0.033

5. Bantalan Gelinding

**Gambar 3. Konstruksi Bantalan Gelinding**

5.1. Beban statis bantalan gelinding

Beban yang dapat ditahan oleh bantalan tidak berputar disebut adalah beban statis. Beban statis dasar didefinisikan sebagai beban radial atau beban axial pada deformasi permanent pada bola, beban terbesar mencapai 0,0001 kali diameter. Pada bantalan bola satu alur, beban statis dasar berhubungan pada komponen radial pada beban yang terjadi karena perpindahan letak radial ring bantalan satu dengan yang lainnya.

Pada beberapa aplikasi dimana rotasi berikutnya pada bantalan lebih lambat dan kehalusan pada gesekan tidak terlalu diperhatikan, deformasi permanent lebih besar dapat diijinkan. Dengan kata lain dimana kehalusan diperlukan atau gesekan sangat diperlukan, deformasi permanent total yang kecil dapat diijinkan.

Berdasarkan IS:3823-1984, beban dasar (C_0) dalam N bantalan gelinding sebagai berikut :

1. Untuk bantalan bola radial, beban dasar statis radial (C_0) dapat diperoleh dengan :

$$C_0 = f_0 \cdot i \cdot Z \cdot D^2 \cdot \cos \alpha$$

Keterangan :

i : banyaknya alur pada bantalan bola

Z : banyaknya bola pada tiap alur

D : diameter bola (mm)

α : sudut kontak, nilai sudut antara garis aksi pada beban bola dengan bidang tegak lurus axis dari bantalan.

f_0 : faktor bantalan (tergantung pada tipe bantalan), nilai faktor bantalan (f_0) untuk bantalan yang terbuat dari baja yang dikeraskan dapat menggunakan :

$f_0 = 0,34$ bantalan bola dengan pengaturan sendiri.

$= 1,25$ untuk kontak radial dan bantalan alur sudut.

2. Untuk bantalan roller radial, beban statis dasar radial dapat diperoleh dengan :

$$C_o = f_o \cdot i \cdot Z \cdot L_e \cdot D \cdot \cos \alpha$$

Keterangan :

- i : banyaknya alur pada bantalan bola
- Z : banyaknya roller per alur
- L_e : panjang efektif kontak antara roller dengan cincin (washer) dimana kontak yang terpendek (mm). sama dengan panjang keseluruhan minus roller chamfer atau grinding undercut.
- D : diameter roller (mm). jika pada tapered roller digunakan diameter utamanya.
- α : nilai sudut kontak. Sudut antara garis aksi pada beban resultan roller dan bidang tegak lurus axis pada bantalan.
- f_o : 21,6 untuk bantalan yang terbuat dari baja yang dikeraskan.

3. Bantalan bola aksial beban aksial dasar dihitung dengan :

$$C_o = f_o \cdot Z \cdot D^2 \sin \alpha$$

Keterangan :

- Z : banyaknya bola pada tiap alur
- f_o = 49 bantalan terbuat dari baja yang dikeraskan.

4. Untuk bantalan roller axial beban statis dasar radial dapat diperoleh dengan

$$C_o = f_o \cdot i \cdot Z \cdot L_e \cdot D \cdot \sin \alpha$$

Keterangan :

- Z : banyaknya bola pada tiap alur
- f_o = 98,1 bantalan terbuat dari baja yang dikeraskan

5.2. Beban statis ekuivalen untuk bantalan rol

Beban ekuivalen statis dapat didefinisikan sebagai beban radial statis atau beban aksial dimana jika ditambahkan pada persamaan, maka persamaan menjadi sama seperti deformasi permanen total yang terjadi pada bola yang menerima beban terbesar.

Beban ekuivalen radial statis untuk bantalan radial atau antalan rol dalam kondisi menerima kombinasi antara beban radial dan beban aksial atau beban tekan yang diberikan dengan pembesaran yang didapatkan dari persamaan di bawah ini.

$$F_{ro} = (X_0 F_r + Y_0 F_a) K_s$$

Keterangan :

- F_{ro} : beban ekuivalen radial statis (N)
- F_r : beban radial (N)
- F_a : beban aksial (N)
- X_0 : faktor beban radial
- Y_0 : faktor beban aksial
- K_s : faktor service
- K_s = 1 untuk uniform and steady load
- = 1,5 untuk light shock load
- = 2 untuk moderate shock load
- = 2,5 untuk heavy shock load

Tabel 2. Harga X_0 dan Y_0 untuk Beberapa Bantalan

No.	Type of Bearing	Single Row Bearing		Double Row Bearing	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
1.	Radial contact groove ball bearings	0.60	0.50	0.60	0.50
2.	Self aligning ball bearing and tapered roller bearing	0.50	$0.22 \cot \theta$	1	$0.44 \cot \theta$
3.	Angular contact groove bearing :				
	$\theta = 15^\circ$				
	$\theta = 20^\circ$	0.50	0.46	1	0.92
	$\theta = 25^\circ$	0.50	0.42	1	0.84
	$\theta = 30^\circ$	0.50	0.38	1	0.76
	$\theta = 35^\circ$	0.50	0.33	1	0.66
	$\theta = 40^\circ$	0.50	0.29	1	0.58
	$\theta = 45^\circ$	0.50	0.26	1	0.52
		0.50	0.22	1	0.44

5.3. Beban dinamis ekuivalen bantalan gelinding

Pembebanan dinamik ekuivalen dapat didefinisikan sebagai harga konstan dari pembebanan radial bergerak dimana jika diberikan kepada sebuah bantalan dengan cincin dalam yang berputar dan cincin luar yang diam akan memberikan umur kerja yang sama dan mencapai harga kondisi sebenarnya pada pembebanan dan rotasinya.

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$$

Keterangan :

V : faktor rotasi

= 1 untuk semua tipe bantalan ketika cincin dalam yang berputar

= 1 untuk tipe bantalan self aligning ketika cincin dalam diam

= 1,2 untuk semua bantalan kecuali self aligning ketika cincin dalam diam

K_s : faktor service

5.4. Umur Bantalan

Umur pakai bantalan berdasarkan putaran dapat dihitung dengan persamaan :

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^k \times 10^6 \quad (\text{dalam putaran})$$

5.5. Beban dinamis bantalan

$$C = F_e \left(\frac{L}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Keterangan :

L : Umur pakai dalam putaran

C : beban dinamis ijin (N)

F_e : beban dinamis ekuivalen (N)

k : faktor dinamis bantalan

= 3 untuk bantalan bola

= 10/3 untuk bantalan roller.

n : putaran (r/min)

Hubungan pendekatan antara umur pakai dalam putaran dengan jam kerja bantalan (L_H) sebagai berikut :

$$L = 60 \times n \times L_H \quad (\text{dalam putaran})$$

Tabel 3. Harga Faktor Service (K_s)

S.No.	Type of service	Service factor (K_s) for radial ball bearings
1.	Uniform and steady load	1.0
2.	Light shock load	1.5
3.	Moderate shock load	2.0
4.	Heavy shock load	2.5
5.	Extreme shock load	3.0

Tabel 4. Harga X_r dan Y_a Untuk Beban Dinamis Ekuivalen

Type of bearing	Specifications	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
		X_r	Y_a	X_r	Y_a	
Deep groove ball bearing	$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$ = 0,04 = 0,07 = 0,13 = 0,25 = 0,50	1	0	0,56	2,0 1,8 1,6 1,4 1,2 1,0	0,22 0,24 0,27 0,31 0,37 0,44
Angular contact ball bearing	Single row Two rows in tandem Two rows back to back Double row	1	0 0 0,55 0,73	0,35 0,35 0,57 0,62	0,57 0,57 0,93 1,17	1,14 1,14 1,14 0,86
Self aligning bearings	Light series, for bores : 10 – 20 mm 25 – 35 mm 40 – 45 mm 50 – 65 mm 70 – 100 mm 105 – 110 mm Medium series for bores : 12 mm 15 – 20 mm 25 – 50 mm 55 – 90 mm	1	1,3 1,7 2,0 2,3 2,4 2,3 1,0 1,2 1,5 1,6	0,65 0,65	2,0 2,6 3,1 3,5 3,8 3,5 1,6 1,9 2,3 2,5	0,50 0,37 0,31 0,28 0,26 0,28 0,63 0,52 0,43 0,39
Spherical roller bearings	For bores : 25 – 35 mm 40 – 45 mm 50 – 100 mm 100 – 200 mm	1	2,1 2,5 2,9 2,6	0,67	3,1 3,7 4,4 3,9	0,32 0,27 0,23 0,26
Taper roller bearings	For bores : 20 – 40 mm 45 – 110 mm 120 – 150 mm	1	0	0,4	1,60 1,45 1,35	0,37 0,44 0,41

Tabel 5. Umur Pakai Bantalan

<i>S. No.</i>	<i>Application of bearing</i>	<i>Life of bearing, in hours</i>
1.	Instruments and apparatus that are rarely used (a) Demonstratiion apparatus, mechanism for operating sliding doors. (b) Aircraft engines.	500 1000 – 2000
2.	Machines used for short periods or intermittently and whose breakdown would not have serious consequences <i>e.g.</i> , hand tools, lifting tackle in workshops, and operated machines, agricultural machines, cranes in erecting shops, domestic machines.	4000 – 8000
3.	Machines working intermittently whose breakdown would have serious consequences <i>e.g.</i> , auxillary machinery in power stations, conveyor plant for flow production, lifts, cranes for piece goods, machine tools used frequently.	8000 – 12 000
4.	Machines working 8 hours per day and not always fully utilised <i>e.g.</i> , stationary electric motors, general purpose gear units.	12 000 – 20 000
5.	Machines working 8 hours per day and fully utilised <i>e.g.</i> , machines for the engineering industry, cranes for bulk goods, ventilating fans, counter shafts.	20 000 – 30 000
6.	Machines working 24 hours per day <i>e.g.</i> , separators, compressors, pumps, mine hoists, naval vessels.	40 000 – 60 000
7.	Machines required to work with high degree of reliability 24 hours per day <i>e.g.</i> , pulp and paper making machinery, public power plants, mine-pumps, water works.	100 000 – 200 000

Tabel 6. Beberapa Nomor Bantalan Standar

<i>Bearing No.</i>	<i>Bore (mm)</i>	<i>Outside diameter</i>	<i>Width (mm)</i>
200 300	10	30 35	9 11
201 301	12	32 37	10 12
202 302	15	35 42	11 13
203 303 403	17	40 47 62	12 14 17
204 304 404	20	47 52 72	14 15 19
205 305 405	25	52 62 80	15 17 21
206 306 406	30	62 72 90	16 19 23
207 307 407	35	72 80 100	17 21 25
208 308 408	40	80 90 110	18 23 27
209 309 409	45	85 100 120	19 25 29
210 310 410	50	90 110 130	20 27 31
211 311 411	55	100 120 140	21 29 33
212 312 412	60	110 130 150	22 31 35
213 313 413	65	120 140 160	23 33 37
214 314 414	70	125 150 180	24 35 42
215 315 415	75	130 160 190	25 37 45
216 316 416	80	140 170 200	26 39 48
217 317 417	85	150 180 210	28 41 52
218 318 418	90	160 190 225	30 43 54

Tabel 7. Beban Statik dan Dinamik Beberapa Bantalan

Bearing No.	Basic capacities in kN							
	Single row deep groove ball bearing		Single row angular contact ball bearing		Double row angular contact ball bearings		Self-aligning ball bearing	
(1)	Static (C ₀) (2)	Dynamic (C) (3)	Static (C ₀) (4)	Dynamic (C) (5)	Static (C ₀) (6)	Dynamic (C) (7)	Static (C ₀) (8)	Dynamic (C) (9)
200	2.24	4	—	—	4.55	7.35	1.80	5.70
300	3.60	6.3	—	—	—	—	—	—
201	3	5.4	—	—	5.6	8.3	2.0	5.85
301	4.3	7.65	—	—	—	—	3.0	9.15
202	3.55	6.10	3.75	6.30	5.6	8.3	2.16	6
302	5.20	8.80	—	—	9.3	14	3.35	9.3
203	4.4	7.5	4.75	7.8	8.15	11.6	2.8	7.65
303	6.3	10.6	7.2	11.6	12.9	19.3	4.15	11.2
403	11	18	—	—	—	—	—	—
204	6.55	10	6.55	10.4	11	16	3.9	9.8
304	7.65	12.5	8.3	13.7	14	19.3	5.5	14
404	15.6	24	—	—	—	—	—	—
205	7.1	11	7.8	11.6	13.7	17.3	4.25	9.8
305	10.4	16.6	12.5	19.3	20	26.5	7.65	19
405	19	28	—	—	—	—	—	—
206	10	15.3	11.2	16	20.4	25	5.6	12
306	14.6	22	17	24.5	27.5	35.5	10.2	24.5
406	23.2	33.5	—	—	—	—	—	—
207	13.7	20	15.3	21.2	28	34	8	17
307	17.6	26	20.4	28.5	36	45	13.2	30.5
407	30.5	43	—	—	—	—	—	—
208	16	22.8	19	25	32.5	39	9.15	17.6
308	22	32	25.5	35.5	45.5	55	16	35.5
408	37.5	50	—	—	—	—	—	—
209	18.3	25.5	21.6	28	37.5	41.5	10.2	18
309	30	41.5	34	45.5	56	67	19.6	42.5
409	44	60	—	—	—	—	—	—
210	21.2	27.5	23.6	29	43	47.5	10.8	18
310	35.5	48	40.5	53	73.5	81.5	24	50
410	50	68	—	—	—	—	—	—
211	26	34	30	36.5	49	53	12.7	20.8
311	42.5	56	47.5	62	80	88	28.5	58.5
411	60	78	—	—	—	—	—	—
212	32	40.5	36.5	44	63	65.5	16	26.5
312	48	64	55	71	96.5	102	33.5	68
412	67	85	—	—	—	—	—	—
213	35.5	44	43	50	69.5	69.5	20.4	34
313	55	72	63	80	112	118	39	75
413	76.5	93	—	—	—	—	—	—
214	39	48	47.5	54	71	69.5	21.6	34.5
314	63	81.5	73.5	90	129	137	45	85
414	102	112	—	—	—	—	—	—

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
215	42.5	52	50	56	80	76.5	22.4	34.5
315	72	90	81.5	98	140	143	52	95
415	110	120	—	—	—	—	—	—
216	45.5	57	57	63	96.5	93	25	38
316	80	96.5	91.5	106	160	163	58.5	106
416	120	127	—	—	—	—	—	—
217	55	65.5	65.5	71	100	106	30	45.5
317	88	104	102	114	180	180	62	110
417	132	134	—	—	—	—	—	—
218	63	75	76.5	83	127	118	36	55
318	98	112	114	122	—	—	69.5	118
418	146	146	—	—	—	—	—	—
219	72	85	88	95	150	137	43	65.5
319	112	120	125	132	—	—	—	—
220	81.5	96.5	93	102	160	146	51	76.5
320	132	137	153	150	—	—	—	—
221	93	104	104	110	—	—	56	85
321	143	143	166	160	—	—	—	—
222	104	112	116	120	—	—	64	98
322	166	160	193	176	—	—	—	—

Note : The reader is advised to consult the manufacturer's catalogue for further and complete details of the bearings.

Keterangan :

1. Seri Bantalan 100 beban extra light
2. Seri Bantalan 200 beban light
3. Seri bantalan 300 beban medium
4. Seri bantalan 400 beban heavy
5. Secara umum dua digit dibelakang No. Seri, merupakan diameter lubang (bore) jika dikalikan dengan 5, dalam satuan mm. (beberapa pengecualian, lihat tabel 6).
Misal No. 305 berarti : bantalan beban medium dengan lubang $05 \times 5 = 25$ mm.
6. Beban medium kapasitas 30 – 40 % dari beban light.
7. Beban heavy kapasitas 20 – 30 % dari beban medium.

6. Pelumasan

Pelumasan digunakan pada bearing untuk mengurangi gesekan antara permukaan dan untuk mengeluarkan panas akibat gesekan. Juga mencegah bearing melawan korosi. Semua jenis pelumasan dapat diklasifikasikan menjadi tiga yaitu :

- liquid
- semi liquid
- solid

Pelumasan liquid biasanya digunakan pada bearing yaitu oli mineral dan sintetik. Oli mineral adalah yang paling umum digunakan karena murah dan stabil. Gemuk adalah semi liquid lubricant mempunyai viskositas yang lebih tinggi dibandingkan dengan oli biasa. Gemuk dipakai ketika kecepatan putar yang lambat dan tekanan yang besar.

Contoh Soal

1. Rencanakan bantalan jenis single row deep groove ball bearing dengan beban radial 4 000 N dan beban aksial 5 000 N. bantalan tersebut bekerja pada putaran 1 600 r/min dengan umur pakai rata-rata 5 tahun selama 10 jam kerja per hari. Asumsikan beban uniform dan steady.

Jawab :

Diketahui :

F_r : 4 000 (N)
 F_a : 5 000 (N)
 n : 1 600 r/min

Umur pakai :

$L_H = 5 \times 300 \times 10 = 15\,000$ jam kerja
 $L = 60 \times n \times L_H$ (dalam putaran)
 $= 60 \times 1\,600 \times 15\,000 = 1440 \times 10^6$ putaran

Beban dinamis ekuivalen :

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$$

- Menentukan besar X_r dan Y_a
 Dari soal yang ada, besar C_0 (beban statis bantalan) belum ada, sehingga harus diasumsikan dahulu.
- Dari tabel 4., diasumsikan terlebih dahulu nilai $\frac{F_a}{C_0} = 0.50$
- $\frac{F_a}{F_r} = \frac{5000}{4000} = 1.25 > e$ (lebih besar dari 0.44)
- Diperoleh $X_r = 0.56$ dan $Y_a = 1$
- v (faktor rotasi) = 1
- $K_s = 1$

$$\begin{aligned} F_e &= (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s \\ &= (0.56 \times 1 \times 4000 + 1 \times 5000) \times 1 = 7\,240 \text{ N} \end{aligned}$$

Beban dinamis bantalan :

$$C = F_e \left(\frac{L}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Catatan : $k = 3$ untuk bantalan bola

$$C = 7240 \left(\frac{1440 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 81\,760 \text{ N}$$

Dari tabel bantalan diperoleh bantalan :

No. 315 dengan :
 $C_0 = 72\,000 \text{ N}$
 $C = 90\,000 \text{ N}$

Nilai C_0 ada, sehingga :

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{5000}{72000} = 0.07$$

Dari tabel 4 diperoleh :

- Diperoleh $X_r = 0.56$ dan $Y_a = 1.6$
- v (faktor rotasi) = 1
- $K_s = 1$
- $F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$
 $= (0.56 \times 1 \times 4000 + 1.6 \times 5000) \times 1 = 10\,240 \text{ N}$
- $C = 10240 \left(\frac{1440 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 115\,635 \text{ N}$

Dari tabel bantalan diperoleh bantalan yang diperlukan :

No. 319 dengan :

$$C_0 = 120\,000 \text{ N}$$

$$C = 112\,000 \text{ N}$$

Diameter lubang = 95 mm

- Sebuah bantalan tipe **single row angular contact ball bearing** No. 310 digunakan pada kompresor aksial. Bantalan menerima beban radial 2 500 N dan beban aksial 1 500 N. Jika diasumsikan beban light shock load, hitung umur pakai bantalan tersebut.

Jawab :

- Bantalan No. 310, maka :
 $C_0 = 40\,500 \text{ N}$
 $C = 53\,000 \text{ N}$
Diameter lubang = 50 mm
- $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1500}{2500} = 0.6 \leq e$
- Dari tabel 4, diperoleh : $X_r = 1$ dan $Y_a = 0$
- $F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$
 $= (1 \times 1 \times 2500 + 0 \times 1500) \times 1.5 = 3750 \text{ N}$
- $L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^k \times 10^6$
 $L = \left(\frac{53000}{3750} \right)^3 \times 10^6 = 2\,823 \times 10^6 \text{ putaran}$

Soal Latihan :

- Pilih No.bantalan yang diperlukan jika tipe **bantalan self aligning ball bearing** dengan beban radial 7 000 N dan beban aksial 2 100 N dengan putaran poros 300 r/min. Umur pakai bantalan diasumsikan 160×10^6 putaran dengan beban uniform dan steady.

BAB 12

DASAR SISTEM TRANSMISI RODA GIGI

Pendahuluan

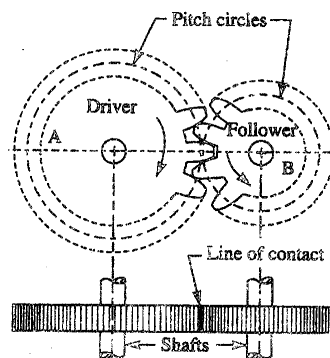
Sistem transmisi roda gigi banyak digunakan pada berbagai mesin. Sebagai contoh di bidang otomotif, sistem transmisi yang digunakan adalah transmisi roda gigi.

Sistem transmisi roda gigi digunakan karena :

- efisiensinya yang tinggi,
- kehandalan dalam operasional,
- tidak mudah rusak,
- dapat meneruskan daya dan putaran yang tinggi.
- kemudahan dalam pengoperasian dan perawatan.

Roda gigi merupakan elemen mesin yang digunakan untuk memindahkan daya dan putaran dari satu poros ke poros lain tanpa terjadi slip.

Prinsip dasar dari sistem transmisi roda gigi merupakan pengembangan dari prinsip transmisi roda gesek. Gerakan dan daya yang ditransmisikan melalui roda gigi, secara kinematis ekuivalen dengan yang ditransmisikan melalui roda gesek atau cakram.



Gambar 1. Gear atau Roda Gigi

Dari uraian di atas secara garis besar dasar sistem transmisi roda gigi adalah dua buah silinder yang menggelinding (berputar) tanpa slip, kecepatan linier sama ($v_1 = v_2$), kecepatan sudut tidak sama ($\omega_1 \neq \omega_2$).

Sistem transmisi roda gigi mempunyai banyak kelebihan dibandingkan dengan sistem transmisi yang lain, antara lain :

- a) Meneruskan rasio kecepatan yang sama dan tepat. Kontak antar gigi terjadi dengan sudut kontak yang sama, sehingga rasio kecepatan tidak mengalami perubahan selama roda gigi tersebut bekerja.
- b) Tidak terjadi slip. Pada berbagai mesin, seringkali slip tidak boleh terjadi karena akan mengurangi efisiensi mesin secara keseluruhan. Pada sistem transmisi roda gigi slip tidak akan terjadi karena kontak antar gigi terjadi dengan pas.
- c) Dapat digunakan untuk meneruskan daya yang besar. Sistem transmisi roda gigi dapat meneruskan daya yang besar karena berbentuk ramping dan kekuatan yang tinggi.
- d) Dapat digunakan untuk meneruskan putaran yang tinggi. Putaran yang dihasilkan oleh sistem transmisi roda gigi dapat dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Perbandingan transmisi roda gigi dapat didesain dari sesuai kebutuhan.

- e) Dapat digunakan untuk jarak sumbu poros yang dekat. Jarak antar poros dalam sistem transmisi roda gigi dapat didesain sesuai kebutuhan dan *space* yang tersedia. Gear box yang dihasilkan dari desain sistem transmisi roda gigi dapat berukuran kecil sampai besar.
- f) Memiliki efisiensi yang tinggi. Efisiensi yang tinggi dari sistem transmisi roda gigi karena tidak terjadi slip akibat kontak gigi. Putaran dan torsi yang diteruskan sama sesuai dengan perbandingan transmisi yang diinginkan.
- g) Memiliki daya tahan dan kerja yang baik. Transmisi roda gigi biasanya didesain untuk berbagai kondisi operasi dengan mempertimbangkan beban statis gigi, beban dinamis, beban keausan dan tegangan lentur yang terjadi akibat kerja yang dilayani. Hal ini menghasilkan sistem transmisi roda gigi mempunyai daya tahan yang tinggi terhadap fluktuasi beban yang diterimanya.
- h) Memiliki bentuk yang ringkas. Keunggulan transmisi roda gigi salah satunya karena bentuknya yang sangat ringkas dan ramping. Hal ini dapat diperoleh karena bentuk roda gigi sangat sederhana, kecil dan ramping sehingga dapat dikemas dalam gear box yang ringkas.
- i) Dapat digunakan untuk meneruskan putaran dari poros sejajar, bersilangan dan poros dengan sudut tertentu. Sistem transmisi roda gigi dapat menghasilkan putaran *output* dengan berbagai posisi, baik sejajar, bersilangan maupun membentuk sudut tertentu. Posisi *output* yang bervariasi sangat menguntungkan untuk mendesain mesin sesuai dengan kebutuhan.

Klasifikasi Roda Gigi

Jenis roda gigi dapat diklasifikasikan menjadi beberapa kelompok sebagai berikut:

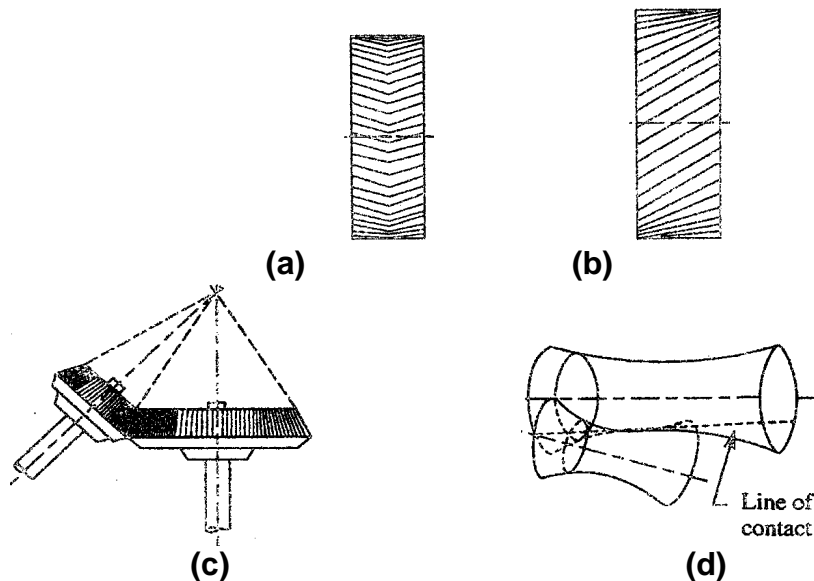
a. Berdasarkan bentuk gigi dan sistem kerjanya adalah sebagai berikut :

- Roda gigi lurus (*spur gear*). Roda gigi lurus terjadi karena bentuk gigi dari roda gigi tersebut berbentuk lurus. Gigi-gigi didesain sedemikian rupa sehingga menyerupai *beam* (batang) lurus. Roda gigi lurus dalam operasionalnya menggunakan poros yang sejajar.
- Roda gigi miring (*helical gear*). Roda gigi miring mempunyai bentuk gigi miring dengan sudut kemiringan tertentu. Keunggulannya adalah kontak gigi terjadi sepanjang kemiringan gigi, sehingga mampu menghasilkan putaran yang tinggi.
- Roda gigi kerucut (*bevel gear*). Roda gigi kerucut dihasilkan dari gabungan gigi-gigi yang mengikuti bentuk kerucut dengan sudut tertentu. Roda gigi kerucut mampu melayani kerja mesin dengan poros yang membentuk sudut tertentu, sebagai contoh poros *input* dengan posisi horisontal dan *output* diinginkan dalam posisi vertikal.
- Roda gigi cacing (*worm gear*). Roda gigi cacing merupakan roda gigi gabungan antara roda gigi biasa dengan batang gigi atau batang berulir. Keunggulan roda gigi ini terletak pada perbandingan transmisi yang dapat didesain sangat tinggi sama 1 : 100. Roda gigi cacing mempunyai poros yang saling bersilangan.
- Roda gigi planiter (*planetary gear*). Roda gigi planiter merupakan roda gigi yang terdiri dari beberapa roda gigi yang dirangkai menjadi satu kesatuan. Roda gigi tersebut meliputi roda gigi mahatahari sebagai pusat, roda gigi planet, roda gigi gelang dan lengan pembawa planet. Keunggulan roda gigi planiter terletak pada beberapa *output* yang dapat dihasilkan dengan hanya satu *input*.

b. Berdasarkan posisi sumbu dari poros.

- poros parallel, seperti pada roda gigi lurus dan miring.
- poros bersilangan, seperti pada roda gigi cacing.
- poros membentuk sudut tertentu, seperti pada roda gigi kerucut.

Kedua poros yang paralel dan *co-planer* dihubungkan oleh roda gigi, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.2. Roda-roda gigi tersebut disebut sebagai *spur gears* atau roda gigi lurus, dan penempatannya disebut *spur gearing*. Roda-roda gigi ini memiliki gigi yang paralel terhadap sumbunya. Roda gigi lain yang termasuk dalam *spur gearing* adalah *helical gearing*, dengan giginya miring terhadap sumbu roda gigi. Roda gigi *single* dan *double helical* dihubungkan dengan poros yang saling paralel, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.a. dan b. Fungsi utama dari roda gigi *double helical* adalah untuk menyeimbangkan gaya aksial yang terjadi pada roda gigi *single helical*, ketika meneruskan beban. Roda gigi *double helical* dapat juga disebut sebagai roda gigi *herringbone*.

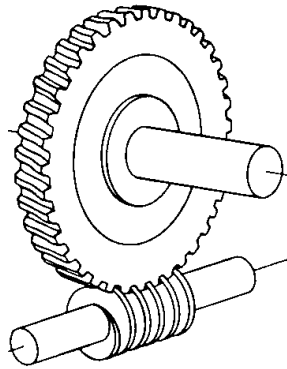


Gambar 2. Ilustrasi Roda Gigi Miring dan Kerucut

Dua buah poros yang membentuk sudut tertentu, dihubungkan oleh roda gigi seperti ditunjukkan pada Gambar 2.c. Roda gigi ini disebut roda gigi kerucut atau *bevel gears* dan penempatannya yang disebut *bevel gearing*. Roda gigi kerucut, seperti juga roda gigi lurus, dapat memiliki gigi yang miring terhadap permukaan kerucut, yang disebut sebagai *helical bevel gears*.

Dua buah poros yang tidak paralel dan tidak berpotongan, serta tidak *co-planar*, dihubungkan oleh roda gigi seperti ditunjukkan pada Gambar 2.d. Roda gigi ini disebut sebagai *skew bevel gears* atau *spiral gears*, dan penempatannya yang disebut sebagai *skew bevel gearing* atau *spiral gearing*. Jenis penempatan roda gigi ini juga memiliki garis kontak, yaitu putaran pada sumbu yang menghasilkan kedua permukaan *pitch*, yang disebut sebagai *hyperboloids*.

Roda gigi dengan poros saling bersilangan ditunjukkan seperti pada Gambar 3. Roda gigi tersebut dikenal dengan roda gigi cacing atau *Worm Gear*.



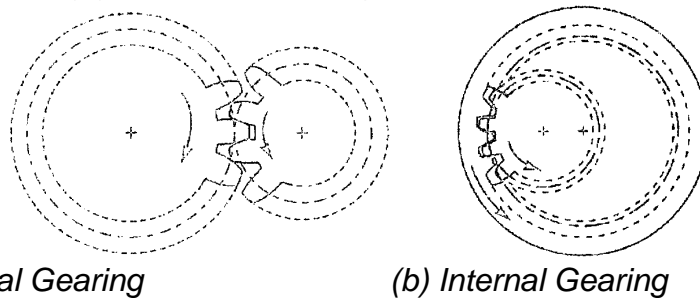
Gambar 3. Roda Gigi Cacing

c. Berdasarkan kecepatan *peripheral* dari roda gigi.

- Kecepatan rendah ≤ 3 m/s
- Kecepatan sedang (3 – 15) m/s
- Kecepatan tinggi ≥ 15 m/s

d. Berdasarkan jenis atau bentuk hubungan pasangan gigi.

- *external gear* = roda gigi luar.
- *internal gear* = roda gigi dalam.
- *rack & pinion* = roda gigi berbentuk batang = roda gigi dengan jari-jari tak terhingga.



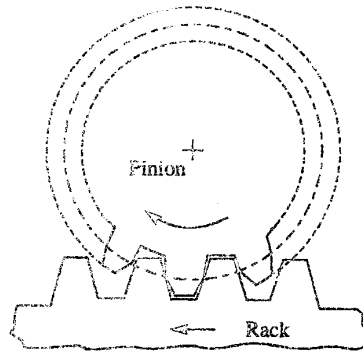
(a) *External Gearing*

(b) *Internal Gearing*

Gambar 4. Ilustrasi Hubungan Pasangan Gigi

Pada *external gearing*, roda gigi dari kedua poros berhubungan secara eksternal satu sama lain, seperti Gambar 4.a. Roda yang besar disebut sebagai *gear* dan roda yang lebih kecil disebut pinion. Pada *external gearing*, gerakan dari kedua roda gigi selalu berlawanan. Pada *internal gearing*, roda gigi dari kedua poros berhubungan secara internal satu sama lain, seperti Gambar 4.b. Roda yang besar disebut sebagai *annular wheel* dan roda yang lebih kecil disebut pinion.

Ada kalanya, roda gigi dari sebuah poros berhubungan secara eksternal dengan roda gigi lain dalam suatu garis lurus, seperti pada Gambar 5. Jenis roda gigi ini disebut sebagai *rack and pinion*. Roda gigi yang datar atau lurus disebut *rack* dan roda gigi lingkar disebut sebagai pinion. Dengan adanya mekanisme *rack and pinion*, maka gerakan linear dapat dikonversi menjadi gerakan berputar dan juga sebaliknya.



Gambar 5. Rack and Pinion

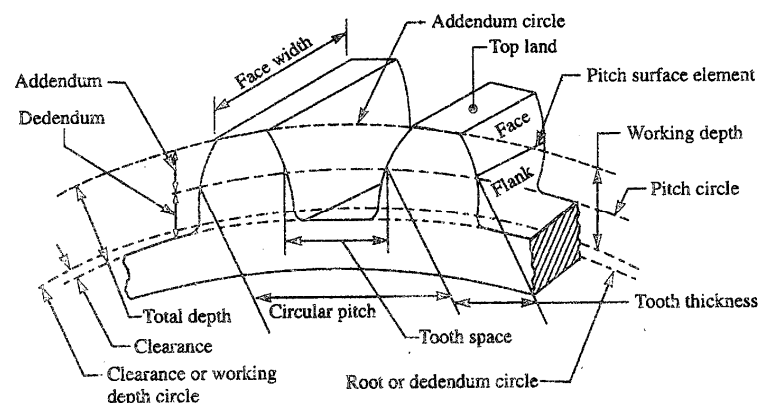
Tata Nama Dari Roda Gigi

Istilah-istilah dari roda gigi dapat lebih dimengerti dengan melihat Gambar 5.

- Lingkaran *pitch* (*pitch circle*) adalah suatu lingkaran imajiner (teoretis) yang menggelinding tanpa slip dan menjadi dasar perhitungan roda gigi.
- Diameter lingkaran *pitch* (*pitch circle diameter*) adalah diameter dari lingkaran *pitch*. Ukuran dari roda gigi biasanya ditentukan dari diameter lingkaran *pitch*. Diameter ini juga disebut sebagai diameter *pitch*. Notasi umum yang digunakan adalah : d_0
- Pitch* (jarak bagi lingkaran) adalah jarak sepanjang lingkaran jarak bagi antara dua profil gigi yang berdekatan. Notasi umum yang digunakan adalah : t
- Sudut tekan (*pressure angle*) adalah sudut kontak normal antara dua buah gigi dari dua roda gigi yang saling bertemu. Notasi umum yang digunakan adalah : α .
- Addendum* (a) adalah jarak radial gigi dari lingkaran *pitch* ke bagian atas/kepala gigi.
- Dedendum* (d) adalah jarak radial gigi dari lingkaran *pitch* ke bagian bawah/kaki gigi.
- Lingkaran *addendum* adalah lingkaran yang digambar melalui bagian atas dari gigi atau lingkaran kepala gigi.
- Lingkaran *dedendum* adalah lingkaran yang digambar melalui bagian bawah dari gigi atau dikenal dengan lingkaran kaki gigi.
- Circular pitch* adalah jarak yang diukur pada sekeliling dari lingkaran *pitch*, pada satu titik dari satu gigi, dengan titik yang berhubungan pada gigi selanjutnya. Biasanya dinotasikan dengan t_c . Secara matematis dituliskan sebagai:

$$\text{Circular pitch} = t_c = \frac{\pi \cdot d_0}{Z} \quad (1)$$

dengan d_0 : diameter lingkaran *pitch*
 Z : jumlah gigi pada roda gigi



Gambar 6. Penamaan Bagian Roda Gigi

- j) *Diametral pitch* adalah rasio dari jumlah gigi dengan diameter lingkaran *pitch*, dalam millimeter. Biasanya dinotasikan dengan t_d . Secara matematis dituliskan menjadi:

$$\text{Diametral pitch} = t_d = \frac{Z}{d_0} = \frac{\pi}{t_c} \quad \text{dengan} \quad \left(t_c = \frac{\pi \cdot d_0}{Z} \right) \quad (2)$$

d_0 : diameter lingkaran *pitch*

Z : jumlah gigi pada roda gigi

- k) Modul gigi. Adalah perbandingan antara diameter lingkaran *pitch* dalam millimeter dengan jumlah gigi. Biasanya dinotasikan dengan m . Secara matematis dituliskan sebagai :

$$m = \frac{d_0}{Z} \quad (3)$$

Modul yang direkomendasikan untuk pilihan pertama =

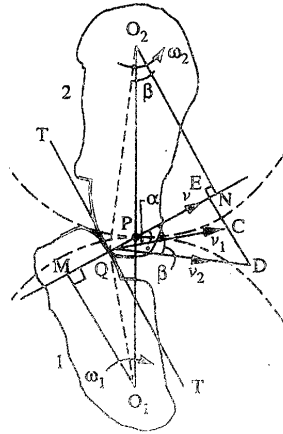
1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, dan 50.

Modul pilihan kedua = 1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45.

- l) *Clearance* adalah jarak radial antara bagian atas dari gigi dengan bagian bawah dari gigi, pada keadaan berpasangan. Sebuah lingkaran yang melalui bagian atas dari roda gigi yang berpasangan disebut sebagai lingkaran *clearance*.
- m) Kedalaman total adalah jarak radial antara lingkaran addendum dengan *dedendum* dari roda gigi. Kedalaman total ini sama dengan jumlah dari addendum dengan *dedendum*.
- n) Kedalaman kerja adalah jarak radial antara lingkaran addendum dengan lingkaran *clearance*. Kedalaman kerja ini sama dengan jumlah dari addendum dari kedua roda gigi yang berpasangan.
- o) Ketebalan gigi adalah lebar dari gigi yang diukur sepanjang lingkaran *pitch*.
- p) Ruang gigi adalah lebar dari ruang yang terdapat diantara dua gigi yang berdekatan, yang diukur di sepanjang lingkaran *pitch*.
- q) Backlash adalah perbedaan antara ruang gigi dengan ketebalan gigi, yang juga diukur di sepanjang lingkaran *pitch*.
- r) Muka dari gigi adalah permukaan dari gigi di atas permukaan *pitch*.
- s) *Top land*. Adalah permukaan dari bagian atas gigi.
- t) *Flank* (panggul) dari gigi adalah permukaan dari gigi dibawah permukaan *pitch*.
- u) Lebar muka gigi adalah lebar dari gigi yang diukur secara paralel dengan sumbu roda gigi.
- v) Profil adalah lingkaran yang terbentuk akibat muka dengan panggul dari gigi.
- w) *Radius fillet* adalah radius yang menghubungkan lingkaran akar gigi dengan profil gigi.
- x) Jalur kontak adalah jalur yang dibentuk oleh titik kontak dari dua gigi, dari awal sampai dengan akhir hubungan gigi (*engagement*).
- y) Panjang jalur kontak adalah panjang dari *cut-off* normal yang umum dari lingkaran addendum dari *gear* dan *pinion*.
- z) Busur kontak. Adalah jalur yang dibentuk oleh titik pada lingkaran *pitch*, dari awal sampai dengan akhir dari hubungan pasangan roda gigi. Busur kontak tersebut terdiri dari dua bagian, yaitu : busur pencapaian (*arc of approach*) yaitu porsi dari jalur kontak dari awal sampai dengan hubungan pada titik *pitch* dan busur diam (*arc of recess*) yaitu porsi dari jalur kontak dari akhir sampai dengan hubungan pada sepasang gigi. Rasio dari panjang busur kontak dengan *circular pitch* dikenal sebagai rasio kontak, seperti jumlah pasangan gigi yang kontak.

Law of Gearing

Kontak antara dua gigi yang berasal dari *pinion* dan *gear* ditunjukkan pada Gambar 7. Asumsikan kedua gigi tersebut berhubungan pada titik Q, dan roda gigi berputar pada arah seperti yang ditunjukkan pada gambar.



Gambar 7. Law of Gearing

Asumsikan TT sebagai tangen dan MN sebagai normal terhadap kurva pada titik kontak Q. Dari pusat O_1 dan O_2 , dibuat gambar O_1M dan O_2N tegak lurus terhadap MN. Sedikit konsiderasi akan menunjukkan bahwa titik Q bergerak dalam arah QC, ketika dianggap sebagai titik pada roda gigi 1, dan dalam arah QD, ketika dianggap sebagai titik pada roda gigi 2. Anggap v_1 dan v_2 sebagai kecepatan dari titik Q pada roda gigi 1 dan 2. Jika gigi tetap berhubungan, maka komponen kecepatan ini sepanjang normal haruslah sama.

$$v_1 \cos \alpha = v_2 \cos \beta \text{ atau } (\omega_1 \times O_1Q) \cos \alpha = (\omega_2 \times O_2Q) \cos \beta$$

$$(\omega_1 \times O_1Q) \frac{O_1M}{O_1Q} = (\omega_2 \times O_2Q) \frac{O_2N}{O_2Q}$$

$$\omega_1 \cdot O_1M = \omega_2 \cdot O_2N$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N}{O_1M} \quad (4)$$

Dari segitiga yang sama O_1MP dan O_2NP , diperoleh :

$$\frac{O_2N}{O_1M} = \frac{O_2P}{O_1P} \quad (5)$$

Substitusi persamaan (i) dan (ii), maka akan menghasilkan:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N}{O_1M} = \frac{O_2P}{O_1P} \quad (6)$$

Terlihat bahwa rasio kecepatan sudut adalah berlawanan secara proporsional dengan rasio jarak P terhadap pusat O_1 dan O_2 , atau normal umum terhadap kedua permukaan pada titik kontak Q yang berpotongan dengan garis dari pusat pada titik P, yang membagi jarak pusat secara berlawanan seperti rasio kecepatan sudut. Meskipun demikian, untuk menghasilkan suatu rasio kecepatan sudut yang konstan untuk segala posisi pada roda gigi, maka P harus merupakan titik yang tetap (titik *pitch*) pada kedua roda gigi. Dengan kata lain, normal umum pada titik kontak di antara sepasang gigi, haruslah selalu melalui titik *pitch*. Hal ini merupakan kondisi dasar yang harus dipenuhi ketika merancang profil gigi dari roda gigi, yang dikenal sebagai *law of gearing*.

Beberapa hal yang harus diperhatikan berkaitan dengan *law of gearing* sebagai berikut :

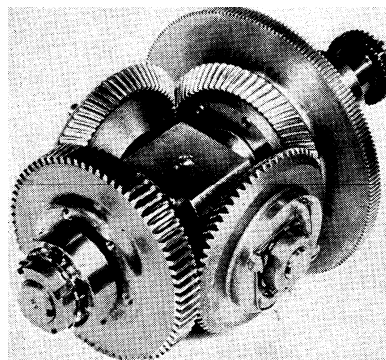
- Kondisi di atas dipenuhi oleh gigi dengan bentuk *involute*, dengan lingkaran akar gigi di mana profil terbentuk adalah tangensial terhadap normal umum.

- b) Jika bentuk dari salah satu profil gigi dipilih secara sembarangan dan gigi yang lain didesain untuk memenuhi kondisi di atas, maka gigi yang kedua akan dikonjugasikan pertama kali. Gigi yang berkonjugasi tidak untuk digunakan secara umum, karena kesulitan dalam proses manufakturnya dan juga biaya produksinya.
- c) Jika D_1 dan D_2 adalah diameter lingkaran *pitch* dari roda gigi 1 dan 2, serta memiliki gigi sejumlah Z_1 dan Z_2 , maka rasio kecepatannya adalah :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (7)$$

Konstruksi Roda Gigi

Gambar 8. merupakan roda gigi diferensial kerucut spiral yang digunakan pada otomotif. Roda gigi diferensial mempunyai satu *input* yang berasal dari *engine* dan dua *output* yang berhubungan dengan roda kiri dan kanan pada bagian belakang. Roda gigi diferensial sangat diperlukan pada mobil dengan penggerak belakang, untuk mengatur putaran roda kiri dan kanan pada saat berbelok dan pada kondisi jalan yang tidak sama antara roda kiri dan kanan.



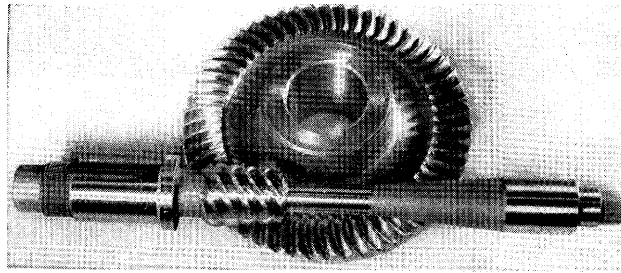
Gambar 8. Roda Gigi Diferensial Kerucut Spiral

Gambar 9. merupakan roda gigi diferensial kerucut hipoid yang banyak digunakan pada otomotif dengan penggerak belakang. Terlihat pada Gambar 9. roda gigi diferensial ini menggunakan roda gigi kerucut dengan dimensi yang kecil pada bagian tengah.



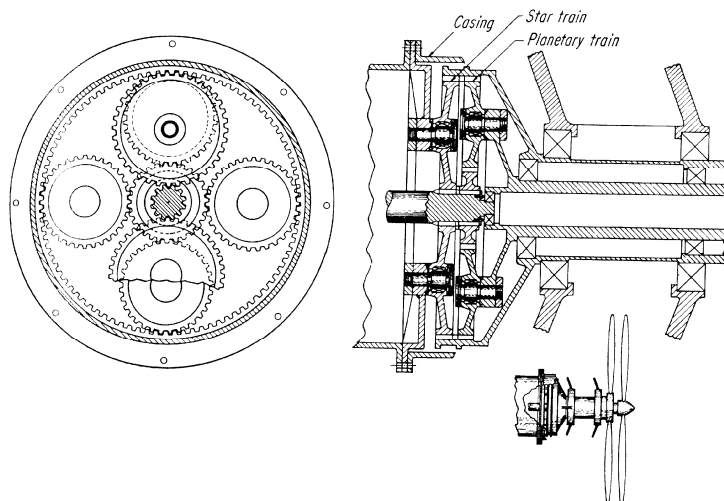
Gambar 9. Roda Gigi Diferensial Kerucut Hipoid

Gambar 10. merupakan roda gigi spiroid yang digunakan pada mesin gergaji. Dari gambar terlihat bahwa konstruksi roda gigi ini gabungan antara roda gigi miring dengan roda gigi berbentuk batang.



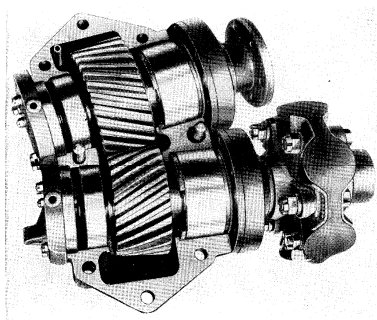
Gambar 10. Roda Gigi Spiroid

Gambar 11. merupakan contoh konstruksi roda gigi planiter yang digunakan pada rotor baling-baling helikopter. Roda gigi ini sering dinamakan dengan *contra rotating concentric shaft arrangement*. Konstruksi roda gigi ini terdiri dari roda gigi matahari sebagai pusat perputaran, roda gigi planet mengelilingi matahari, dan roda gigi gelang sebagai tempat roda gigi planet berputar.



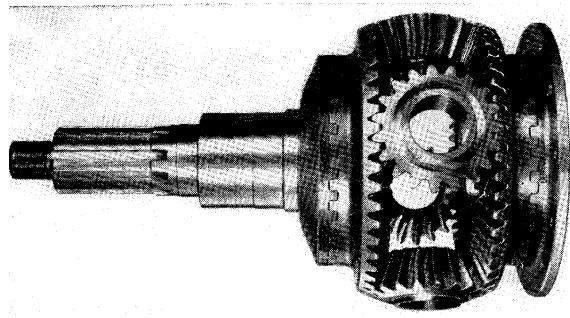
Gambar 11. Konstruksi Roda Gigi Planiter

Gambar 12. merupakan konstruksi roda gigi tipe *V-Drive Unit*. Konstruksi roda gigi ini terdiri dari roda gigi miring yang dipasang dengan kedua sumbu poros membentuk sudut tertentu. Sudut yang dibentuk antara kedua sumbu poros tidak boleh terlalu besar karena akan mempengaruhi kinerja sistem transmisi roda gigi tersebut.



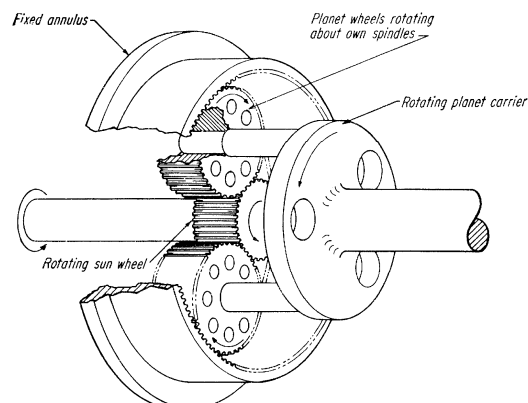
Gambar 12. Konstruksi Roda Gigi V-Drive Unit

Gambar 13. merupakan merupakan konstruksi roda gigi pembalik. Konstruksi roda gigi ini terdiri dari gabungan roda gigi kerucut strandar, dengan sudut kerucut total 90^0 .



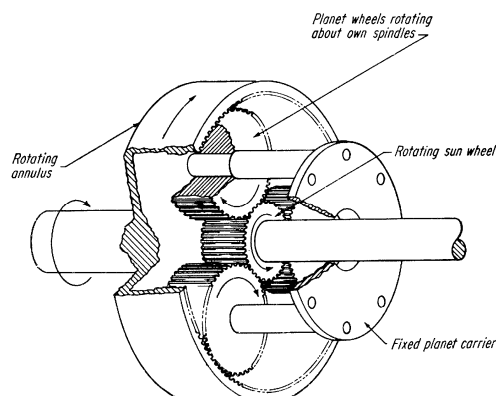
Gambar 13. Konstruksi Roda Gigi Pembalik

Gambar 14. merupakan konstruksi roda gigi planeter. Roda gigi ini memiliki satu roda gigi matahari sebagai pusat perputaran, tiga buah roda gigi planet yang terhubung ke lengan pembawa planet dan sebuah roda gigi gelang sebagai tempat berputarnya roda gigi planet. *Input* pada roda gigi matahari dan *output* pada roda gigi gelang.



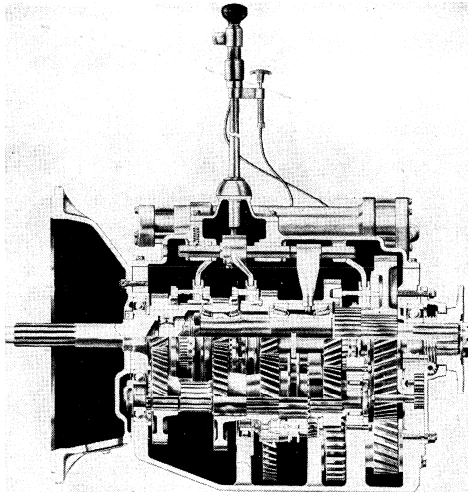
Gambar 14. Konstruksi Roda Gigi Planeter

Gambar 15. merupakan konstruksi roda gigi planeter yang disebut dengan *Star Gear*. Berbeda dengan roda gigi planter pada Gambar 14., roda gigi planeter *star gear* mempunyai *input* roda gigi matahari dan *output* pada roda gigi gelang. Sedangkan lengan pembawa planet dalam keadaan terkunci dan diam.



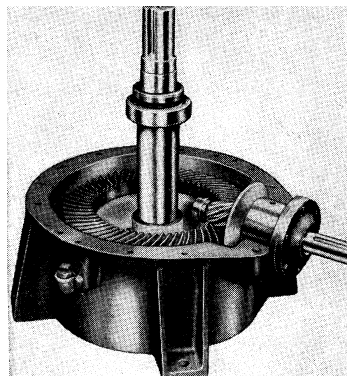
Gambar 15. Kontruksi Roda Gigi Planeter *Star Gear*

Gambar 16. merupakan *gear box* dari sistem transmisi otomotif dengan 12 tingkat kecepatan. Dalam sistem transmisi otomotif, jenis roda gigi yang digunakan adalah roda gigi miring. Sebagai pemindah gigi digunakan lengan pemindah gigi.



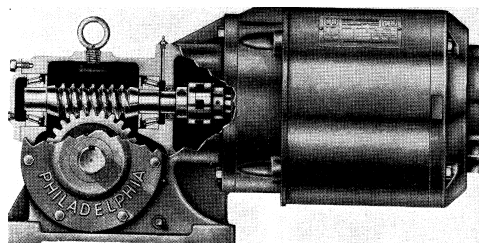
Gambar 16. Kontruksi Gear Box Otomotif

Gambar 17. merupakan *gear box* yang berfungsi sebagai *reducer* atau penurun putaran tinggi menjadi putaran rendah. Pada *reducer* ini, digunakan jenis roda gigi kerucut.



Gambar 17. Reducer Roda Gigi Kerucut

Gambar 18. merupakan *gear box* yang berfungsi sebagai *reducer* dengan menggunakan roda gigi jenis roda gigi cacing.



Gambar 18. Reducer Roda Gigi Cacing

DAFTAR PUSTAKA

1. Beer, Ferdinand P. E. Russell Johnston, Jr. *Mechanics of Materials*. Second Edition. McGraw-Hill Book Co. Singapore. 1985.
2. Beer, Ferdinand P., E. Russell Johnston. *Vector Mechanics for Engineers : STATICS*. 2nd edition. McGraw Hill. New York. 1994.
3. El Nashie M. S. *Stress, Stability and Chaos in Structural Analysis : An Energy Approach*. McGraw-Hill Book Co. London. 1990.
4. Ghali. A. M. Neville. *Structural Analysis. An Unified Classical and Matrix Approach*. Third Edition. Chapman and Hall. New York. 1989.
5. Khurmi, R.S. J.K. Gupta. *A Textbook of Machine Design*. S.I. Units. Eurasia Publishing House (Pvt) Ltd. New Delhi. 2004.
6. Khurmi, R.S. *Strenght Of Materials*. S. Chand & Company Ltd. New Delhi. 2001.
7. Popov, E.P. *Mekanika Teknik*. Terjemahan Zainul Astamar. Penerbit Erlangga. Jakarta. 1984.
8. Shigly, Joseph Edward. *Mechanical Engineering Design*. Fifth Edition. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.
9. Singer, Ferdinand L. *Kekuatan Bahan*. Terjemahan Darwin Sebayang. Penerbit Erlangga. Jakarta. 1995.
10. Spiegel, Leonard, George F. Limbrunner, *Applied Statics And Strength Of Materials*. 2nd edition. Merrill Publishing Company. New York. 1994.
11. Spotts, M.F. (1981) *Design of machine elements*. Fifth Edition. New Delhi : Prentice-Hall of India Private Limited.
12. Sularso. (2000) *Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
13. Timoshenko, S.,D.H. Young. *Mekanika Teknik*. Terjemahan, edisi ke-4, Penerbit Erlangga. Jakarta. 1996.
14. Yunus A. Cengel, Michael A Boles. *Thermodynamics an engineering approach*. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.
15. www.google.com/gambar.