



MODUL ELEMEN MESIN 1

UNIVERSITAS HARAPAN MEDAN
Fakultas Teknik dan Komputer
2021

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah diktat mata kuliah Elemen Mesin I (21-3-09-3-3-04-4) ini berhasil disusun dengan semaksimal mungkin. Modul ini disusun mengacu pada silabus mata kuliah yang diberlakukan untuk program S1 yang disajikan pada tiap semester dengan jumlah SKS 4 (Empat). Diktat ini diterbitkan untuk kalangan sendiri pada Program Teknik Mesin FAKULTAS TEKNIK DAN KOMPUTER UNIVERSITAS HARAPAN MEDAN .Penulis mengucapkan terimakasih atas suport dan masukan yang diberikan teman teman Dosen di Fakultas Teknik dan Komputer Universitas Harapan Medan, selama penyusunan Modul ini.

Modul mata kuliah Elemen Mesin I ini diharapkan bisa membantu mahasiswa dalam memahami materi yang disampaikan Dosen. Dalam diktat ini menyajikan bermacam-macam contoh soal dan latihan soal dalam setiap BAB, yang mana mahasiswa diharapkan bisa memanfaatkan dengan baik untuk memperkuat pemahaman materi setiap BAB. Namun demikian, mahasiswa sebaiknya juga membaca buku-buku referensi yang lain tentang Perancangan Elemen Mesin (Machine Design) sehingga diperoleh informasi yang lebih lengkap dalam upaya memahami materi perkuliahan.

Bagaimanapun, diktat ini masih diperlukan perbaikan secara bertahap, oleh karena itu mohon kritik dan saran untuk kesempurnaan diktat ini.

Kami menyampaikan terimakasih kepada semua pihak yang membantu penulisan diktat ini. Semoga bermanfaat bagi pembaca.

Medan, Januari 2021

Penulis

(Ir.Junaidi,M.M.,M.T.)
NIDN :08137555923

DAFTAR ISI

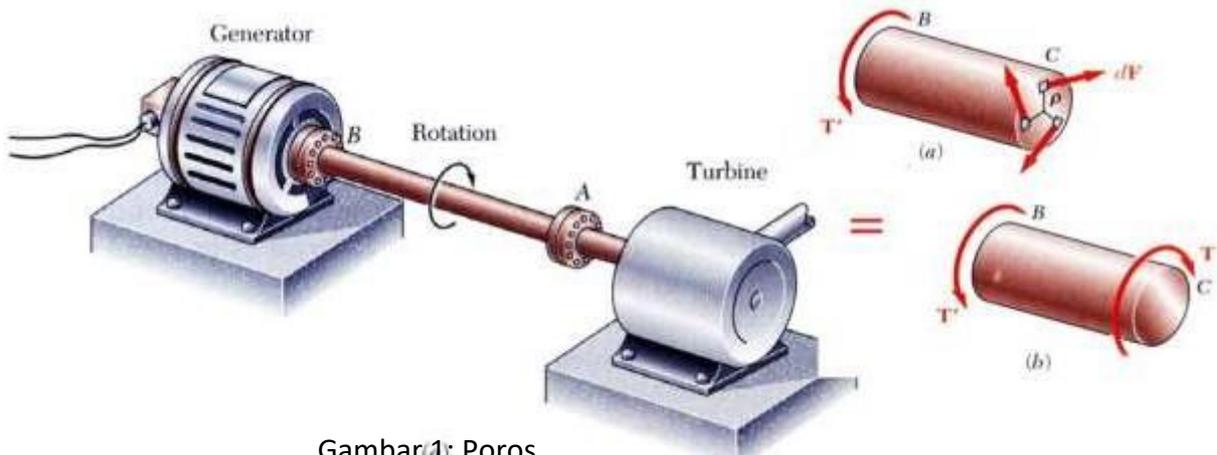
Halaman Judul	i
Kata Pengantar.....	iii
Daftar Isi.....	iv
BAB I: PENDAHULUAN	1
1.1 Pendahuluan	1
1.2 Tegangan dalam poros	2
1.3 Poros yang hanya menerima momen punter (torsion)	3
1.4 Poros yang hanya menerima momen bending	6
1.5 Poros menerima kombinasi momen bending dan momen torsi	7
1.6 Poros menerima beban fluktuasi	12
1.7 Poros menerima beban aksial sebagai tambahan kombinasi beban torsi dan bending.	15
BAB II: PASAK	20
2.1 Pendahuluan	20
2.2 Sunk keys	20
2.3 Saddle Keys	22
2.4 Tangent keys	23
2.5 Round keys	23
2.6 Splines	24
2.7 Gaya aksi dan kekuatan pada sunk key	27
BAB III: BELT DATAR	29
3.1 Pendahuluan	29
3.2 Jenis belt datar (flat belt)	31
3.3 Rasio kecepatan, slip, creep dari belt	34
3.4 Panjang belt	36
3.5 Daya yang ditransmisikan oleh belt	37
3.6 Rasio tarikan untuk belt datar	38
3.7 Tarikan sentrifugal dan tarikan maksimum	41
3.8 Pulley untuk belt datar	46
3.9 Desain pulley besi cor	46
BAB IV: V-BELT DAN PULLEY	52
4.1 Pendahuluan	52
4.2 Tipe V-belt dan pulley	52
4.3 Keuntungan dan kerugian V-belt	54
4.4 Rasio Tarikan untuk V-belt	54
BAB V : RANTAI	60
5.1 Pendahuluan	60
5.2 Keuntungan dan kerugian rantai	60
5.3 Istilah pada rantai	61
5.4 Jenis rantai	63
5.5 Karakteristik rantai rol	65
5.6 Faktor keamanan untuk rantai	66
5.7 Daya yang ditransmisikan oleh rantai	67

BAB VI: REM	72
6.1 Pendahuluan	72
6.2 Energi yang diserap oleh rem	72
6.3 Panas yang hilang selama pengereman	74
6.4 Material untuk lapisan rem	75
6.5 Tipe rem	76
6.6 Rem sepatu tunggal (single shoe brakes)	78
6.7 Rem sepatu/block ganda	83
6.8 Rem internal	85
BAB VII: KOPLING TIDAK TETAP	91
7.1 Pendahuluan	91
7.2 Positive clutch	91
7.3 Kopling gesek (Friction clutch)	91
7.4 Kopling plat tunggal (single disc/plate clutch)	93
7.5 Kopling piringan ganda (multiple disc clutch)	95
7.6 Kopling kerucut (cone clutch)	100
7.7 Kopling sentrifugal (centrifugal clutch)	101
DAFTAR PUSTAKA	106

BAB I POROS

1.1 Pendahuluan

Poros adalah sebuah perputaran elemen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari tempat yang satu ke tempat yang lain. Daya dihantarkan poros oleh beberapa gaya tangensial dan torsi (momen torsi). Untuk memindahkan daya dari poros yang satu ke poros yang lain diperlukan alat transmisi daya seperti pulley, roda gigi, dan lain-lain. Alat transmisi daya ini memberikan gaya-gaya yang dapat mengakibatkan bending pada poros. Dengan kata lain, sebuah poros digunakan untuk transmisi torsi dan momen bending. Pulley atau roda gigi ini dipasang dan disambung oleh pasak pada poros.



Gambar 1: Poros

Material yang digunakan untuk poros harus mempunyai sifat sebagai berikut:

- Kekuatan yang tinggi
- Machinability yang baik
- Factor sensitivitas takik yang rendah
- Sifat perlakuan panas yang baik
- Sifat tahan aus yang tinggi.

Material yang digunakan untuk poros biasa adalah baja karbon dengan grade 40C8, 45C8, 50C4 dan 50C12.

Tabel 1.1: Sifat mekanik baja yang digunakan untuk poros

<i>Indian standard designation</i>	<i>Ultimate tensile strength, MPa</i>	<i>Yield strength, MPa</i>
40 C 8	560 - 670	320
45 C 8	610 - 700	350
50 C 4	640 - 760	370
50 C 12	700 Min.	390

Poros umumnya diproduksi dengan pengerolan panas dan diakhiri ukurannya dengan cold drawing atau proses bubut dan proses gerinda. Poros yang dirol dingin adalah lebih kuat dari pada poros yang dirol panas tetapi dengan tegangan residual (tegangan sisa) yang lebih tinggi. Tegangan sisa ini dapat mengakibatkan distorsi pada poros ketika diproses mesin, secara khusus ketika dislot atau dibuatkan lubang pasak. Poros dengan diameter yang lebih besar biasanya diproses tempa (forged) dan dibubut ukurannya pada mesin bubut.

Jenis poros ada dua macam yang penting untuk diketahui yaitu:

- *Poros transmisi*. Di sini poros mentransmisikan daya antara sumber dan mesin yang digerakkan. Seluruh poros pabrik adalah poros transmisi. Karena di sini poros meneruskan/membawa bagian mesin seperti pulley, roda gigi dan lain-lain, oleh karena itu poros menerima bending sebagai tambahan puntiran.
- *Poros mesin*. Di sini poros dirakit menjadi satu kesatuan dari bagian mesin itu sendiri. Poros engkol (crank shaft) adalah contoh dari poros mesin.

1.2 Tegangan dalam poros

Tegangan-tegangan yang terjadi dalam poros adalah sebagai berikut:

1. Tegangan geser akibat transmisi torsi (akibat beban torsional).
2. Tegangan bending (tarik atau tekan) akibat gaya aksi elemen mesin seperti roda gigi, pulley dan lain-lain termasuk juga berat poros itu sendiri.
3. Tegangan akibat kombinasi beban torsional dan bending.

Menurut kode American Society of Mechanical Engineers (ASME) untuk desain poros transmisi, tegangan kerja maksimum yang diijinkan dalam bentuk tarik atau tekan adalah:

1. 112 MPa untuk poros tanpa pasak.
2. 84 MPa untuk poros dengan pasak.

Berdasarkan spesifikasi fisik poros, tegangan tarik yang diijinkan (σ_t) diambil 60 % dari batas elastis tarik (σ_{el}), tetapi tidak boleh melebihi 36 % tegangan tarik ultimate (σ_u). dengan kata lain, tegangan tarik yang diijinkan adalah:

$$\sigma_t = 0,6 \sigma_{el} \text{ atau } 0,36\sigma_u$$

Tegangan geser maksimum yang diijinkan adalah:

1. 56 MPa untuk poros tanpa pasak.
2. 42 MPa untuk poros dengan pasak.

Berdasarkan spesifikasi fisik poros, tegangan geser yang diijinkan (σ_t) diambil 30% dari batas elastis tarik (σ_{el}), tetapi tidak boleh melebihi 18% tegangan tarik ultimate (σ_u). dengan kata lain, tegangan geser yang diijinkan adalah:

$$\sigma_t = 0,3\sigma_{el} \text{ atau } 0,18\sigma_u$$

1.3 Poros yang hanya menerima momen punter (torsi)

Ketika poros hanya menerima torsi, maka diameter poros dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan torsi, yaitu:

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{r} \quad (1-1)$$

Dimana T = torsi

J = momen inersia polar poros terhadap sumbu putar,

τ = tegangan geser torsional,

r = jarak dari sumbu netral terhadap permukaan luar poros = $d/2$

d = diameter poros.

Untuk poros pejal bundar, momen inersia polar adalah:

$$J = \frac{\pi}{32} \times d^4$$

Persamaan (1-1) torsi untuk poros pejal dapat ditulis:

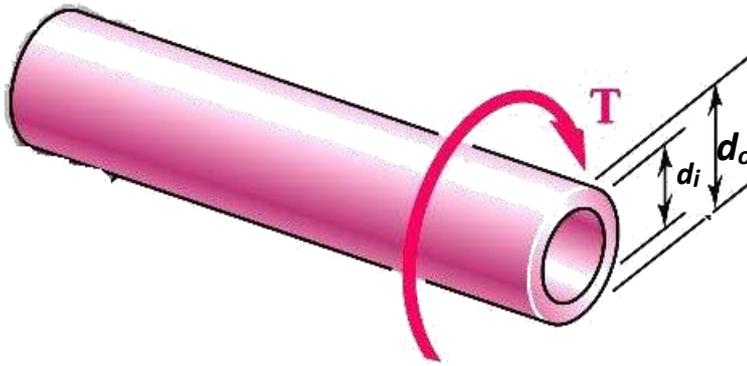
$$\frac{T}{\frac{\pi}{32} \times d^4} = \frac{\tau}{\frac{d}{2}}$$

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 \quad (1-2)$$

Dari persamaan ini, diameter poros d dapat dihitung.

Untuk poros berongga, momen inersia polar adalah:

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



Gambar 2: Poros berongga

Dimana d_o dan d_i = diameter luar dan diameter dalam poros, dan $r = d_o/2$

Persamaan (1-1) torsi untuk poros berongga menjadi:

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

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \left[\frac{(d_o)^4 - (d_i)^4}{d_o} \right] \quad (1-3)$$

Misalkan k = rasio diameter dalam dan luar poros = d_i/d_o

Persamaan (1-3) menjadi:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times \frac{(d_o)^4}{d_o} \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} \times \tau (d_o)^3 (1 - k^4) \quad (1-4)$$

Contoh 1:

Sebuah poros pejal mentransmisikan daya 1 MW pada putaran 240 rpm. Tentukan diameter poros jika torsi maksimum yang ditransmisikan melebihi torsi rata-rata 20%.

Ambil tegangan geser maksimum yang diijinkan 60 MPa. Penyelesaian:

Diketahui: $P = 1 \text{ MW} = 1 \times 10^6 \text{ W}$; $N = 240 \text{ r.p.m.}$; $T_{max} = 1.2 T_{mean}$; $\tau = 60 \text{ MPa} = 60 \text{ N/mm}^2$

Torsi rata-rata yang ditransmisikan poros:

$$T_{mean} = \frac{P \times 60}{2 \pi N} = \frac{1 \times 10^6 \times 60}{2 \pi \times 240} = 39\,784 \text{ N-m} = 39\,784 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Torsi maksimum yang ditransmisikan:

$$T_{max} = 1.2 T_{mean} = 1.2 \times 39\,784 \times 10^3 = 47\,741 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Diameter poros adalah:

$$47\,741 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 60 \times d^3 = 11.78 d^3$$
$$d^3 = 47\,741 \times 10^3 / 11.78 = 4053 \times 10^3$$
$$d = 159.4 \approx 160 \text{ mm}$$

Contoh 2:

Tentukan diameter poros baja pejal untuk mentransmisikan 20 kW pada 200 rpm.

Tegangan geser ultimate untuk baja adalah 360 MPa dan factor keamanan 8. Jika poros berongga ditempatkan pada poros pejal, tentukan diameter dalam dan luar ketika rasio k adalah 0,5.

Penyelesaian:

Diketahui: $P = 20 \text{ kW} = 20 \times 10^3 \text{ W}$; $N = 200 \text{ r.p.m.}$; $\tau_u = 360 \text{ MPa} = 360 \text{ N/mm}^2$;

$$F.S. = 8 ; k = d_i / d_o = 0.5$$

Tegangan geser yang diijinkan:

$$\tau = \frac{\tau_u}{F.S.} = \frac{360}{8} = 45 \text{ N/mm}^2$$

- *Diameter poros pejal:*

Torsi yang ditransmisikan poros pejal:

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi N} = \frac{20 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 200} = 955 \text{ N-m} = 955 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Diameter poros menjadi:

$$955 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 45 \times d^3 = 8.84 d^3$$
$$d^3 = 955 \times 10^3 / 8.84 = 108\,032$$
$$d = 47.6 \approx 50 \text{ mm}$$

- *Diameter poros berongga*

Torsi yang ditransmisikan poros berongga:

$$955 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times \tau (d_o)^3 (1 - k^4)$$
$$= \frac{\pi}{16} \times 45 (d_o)^3 [1 - (0.5)^4] = 8.3 (d_o)^3$$
$$(d_o)^3 = 955 \times 10^3 / 8.3 = 115\,060$$
$$d_o = 48.6 \approx 50 \text{ mm}$$
$$d_i = 0.5 d_o = 0.5 \times 50 = 25 \text{ mm}$$

1.4 Poros yang hanya menerima momen bending

Ketika poros yang hanya menerima momen bending, maka tegangan maksimum (tarik atau tekan) diberikan oleh persamaan bending.

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y} \quad (1-5)$$

Dimana M = momen bending,

I = momen inersia penampang poros terhadap sumbu putar,

σ_b = tegangan bending,

y = jarak dari sumbu netral ke permukaan luar poros.

Untuk poros pejal bundar, momen inersia:

$$I = \frac{\pi}{64} \times d^4 \quad \text{dan} \quad y = \frac{d}{2}$$

substitusi ke persamaan (1-5) diperoleh:

$$\begin{aligned} \frac{M}{\frac{\pi}{64} \times d^4} &= \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}} \\ M &= \frac{\pi}{32} \times \sigma_b \times d^3 \end{aligned} \quad (1-6)$$

Dari persamaan ini, diameter poros d dapat dihitung.

Untuk poros berongga, momen inersia adalah:

$$I = \frac{\pi}{64} [(d_o)^4 - (d_i)^4] = \frac{\pi}{64} (d_o)^4 (1 - k^4)$$

Dan $y = d_o / 2$

Substitusi ke persamaan (1-5) diperoleh:

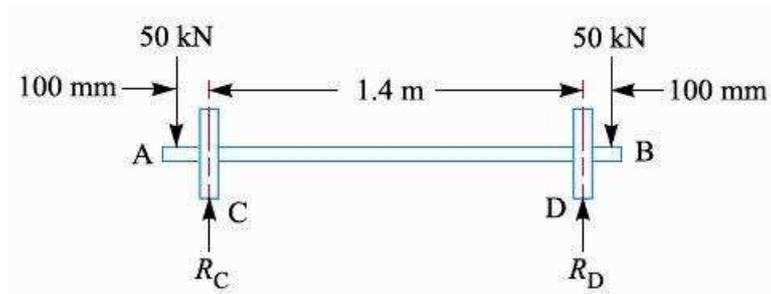
$$\begin{aligned} \frac{M}{\frac{\pi}{64} (d_o)^4 (1 - k^4)} &= \frac{\sigma_b}{\frac{d_o}{2}} \\ M &= \frac{\pi}{32} \times \sigma_b (d_o)^3 (1 - k^4) \end{aligned} \quad (1-7)$$

Dari persamaan ini diameter luar d_o dapat diperoleh.

Contoh 3:

Sepasang roda dari gerbong rel kereta api membawa beban 50 kN pada setiap kotak poros, pada jarak 100 mm dari bagian luar landasan roda. Panjang antar roda 1,4 m. Tentukan diameter poros antara roda, jika tegangannya tidak melebihi 100 MPa. Penyelesaian:

Diketahui: $W = 50 \text{ kN} = 50 \times 10^3 \text{ N}$; $L = 100 \text{ mm}$; $x = 1.4 \text{ m}$; $\sigma_b = 100 \text{ MPa} = 100 \text{ N/mm}^2$



Gambar 3

Dari gambar 3 terlihat bahwa momen bending maksimum terjadi pada roda di C dan D. oleh karena itu momen bending maksimum:

$$*M = W.L = 50 \times 10^3 \times 100 = 5 \times 10^6 \text{ N-mm}$$

Dari persamaan (1-6), diperoleh diameter poros:

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

$$5 \times 10^6 = \frac{\pi}{32} \times \sigma_b \times d^3 = \frac{\pi}{32} \times 100 \times d^3 = 9.82 d^3$$

$$d^3 = 5 \times 10^6 / 9.82 = 0.51 \times 10^6$$

$$d = 79.8 \approx 80 \text{ mm}$$

1.5 Poros menerima kombinasi momen bending dan momen torsi

Ketika poros menerima kombinasi momen bending dan momen torsi, kemudian poros dirancang berdasarkan dua momen secara simultan (bersamaan). Beberapa teori telah dipercaya untuk menghitung kegagalan elastis dari material ketika poros menerima variasi jenis tegangan kombinasi. Dua teori berikut sangat penting untuk diketahui:

1. Teori tegangan geser maksimum atau teori Guest's. ini digunakan untuk material yang ulet seperti baja karbon rendah.
2. Teori tegangan normal maksimum atau teori Rankin's. ini digunakan untuk material getas seperti besi cor.

Misalkan: τ = tegangan geser yang terjadi akibat momen torsi,

σ_b = tegangan bending (tarik atau tekan) yang terjadi akibat momen bending.

Menurut Teori tegangan geser maksimum, tegangan geser maksimum dalam poros adalah:

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

Substitusi nilai τ dari persamaan (1-2) dan nilai σ_b dari persamaan (1-6) diperoleh:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \left[\sqrt{M^2 + T^2}\right]$$

Atau : (1-8)

Dinamakan sebagai momen torsi ekuivalen T_e .

Persamaan (1-8) dapat ditulis;

$$\frac{\pi}{16} \times \tau_{max} \times d^3 = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (1-9)$$

Menurut teori tegangan normal maksimum, tegangan normal maksimum adalah:

$$\begin{aligned} \sigma_{b(max)} &= \frac{1}{2} \sigma_b + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_b)^2 + 4\tau^2} \\ &= \frac{1}{2} \times \frac{32M}{\pi d^3} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \\ &= \frac{32}{\pi d^3} \left[\frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \right] \end{aligned} \quad (1-10)$$

Atau
$$\frac{\pi}{32} \times \sigma_{b(max)} \times d^3 = \frac{1}{2} [M + \sqrt{M^2 + T^2}] \quad (1-11)$$

$\frac{1}{2} [M + \sqrt{M^2 + T^2}]$ Dinamakan momen bending ekuivalen M_e .

Persamaan (1-11) dapat ditulis:

$$M_e = \frac{1}{2} [M + \sqrt{M^2 + T^2}] = \frac{\pi}{32} \times \sigma_b \times d^3 \quad (1-12)$$

Untuk poros berongga persan (1-9) dan (1-12) menjadi:

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{M^2 + T^2} = \frac{\pi}{16} \times \tau (d_o)^3 (1 - k^4) \\ M_e &= \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \frac{\pi}{32} \times \sigma_b (d_o)^3 (1 - k^4) \end{aligned}$$

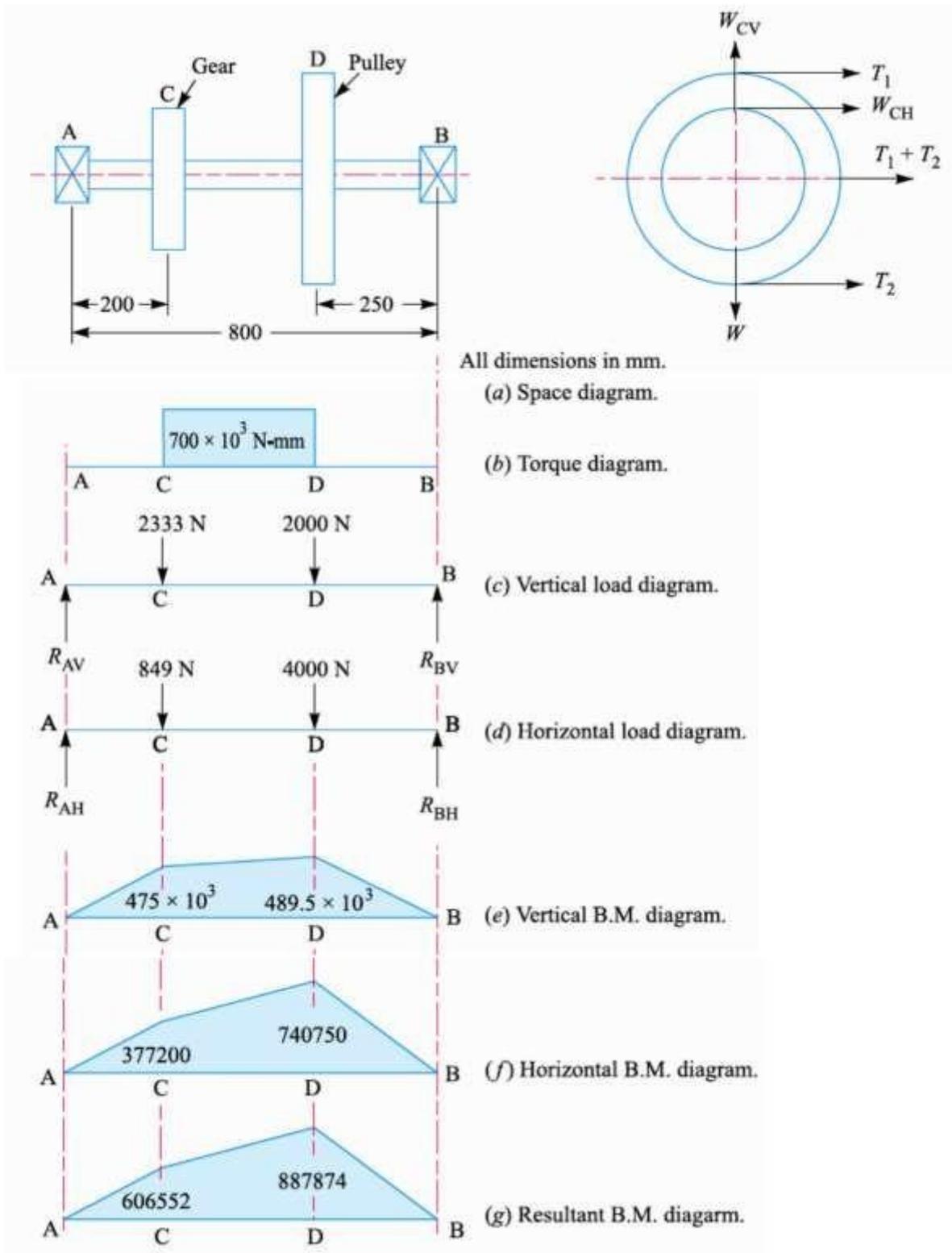
Contoh 4:

Sebuah poros didukung oleh bantalan A dan B, dengan jarak antara pusat bantalan 800mm. Sebuah spur gear (roda gigi lurus) kelurusan gigi 20° (sudut tekan) mempunyai diameter kisar 600 mm adalah ditempatkan 200mm sebelah kanan bantalan A, dan sebuah pulley dengan diameter 700mm dipasang 250mm dari sebelah kiri bantalan B. Roda gigi digerakan oleh pinion gear dengan gaya tangensial ke bawah sementara pulley menggerakkan belt horizontal dengan sudut 180°. Pulley juga berfungsi sebagai flywheel dan berat 2000N. Tarikan belt maksimum adalah 3000N dan rasio tarikan 3:1. Tentukan momen bending maksimum dan diameter poros jika tegangan geser maksimum material 40 MPa.

Penyelesaian:

Diketahui: $AB = 800 \text{ mm}$; $\alpha_C = 20^\circ$; $D_C = 600 \text{ mm}$ or $R_C = 300 \text{ mm}$; $AC = 200 \text{ mm}$; $D_D = 700 \text{ mm}$ or $R_D = 350 \text{ mm}$; $DB = 250 \text{ mm}$; $\theta = 180^\circ = \pi \text{ rad}$; $W = 2000 \text{ N}$; $T_1 = 3000 \text{ N}$; $T_1/T_2 = 3$; $\tau = 40 \text{ MPa} = 40 \text{ N/mm}^2$

Diagram benda bebas untuk poros dapat dilihat pada Gambar 4 (a) berikut:



Gambar 4

Torsi yang terjadi pada poros D adalah:

$$\begin{aligned}
 T &= (T_1 - T_2) R_D = T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) R_D \\
 &= 3000 \left(1 - \frac{1}{3} \right) 350 = 700 \times 10^3 \text{ N-mm} \quad \dots (\because T_1/T_2 = 3)
 \end{aligned}$$

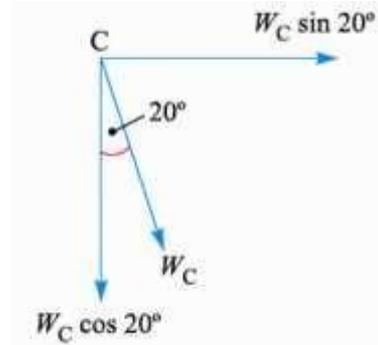
Diagram torsi ditunjukkan pada Gambar 4 (b).

Diasumsikan bahwa torsi pada D sama dengan torsi pada C, oleh karena itu gaya tangensial yang terjadi pada roda gigi C adalah:

$$F_{tc} = \frac{T}{R_C} = \frac{700 \times 10^3}{300} = 2333 \text{ N}$$

Dan beban normal yang terjadi pada gigi gear C adalah:

$$W_C = \frac{F_{tc}}{\cos \alpha_C} = \frac{2333}{\cos 20^\circ} = \frac{2333}{0.9397} = 2483 \text{ N}$$



Gambar 5.

Beban normal terjadi pada sudut 20° dari posisi vertical seperti pada Gambar 5. Sehingga beban normal vertical dan horizontal dapat diperoleh.

Komponen vertikal W_C yaitu beban vertikal yang terjadi pada poros di C adalah:

$$\begin{aligned} W_{CV} &= W_C \cos 20^\circ \\ &= 2483 \times 0.9397 = 2333 \text{ N} \end{aligned}$$

Dan Komponen horisontal W_C yaitu beban horisontal yang terjadi pada poros di C adalah:

$$\begin{aligned} W_{CH} &= W_C \sin 20^\circ \\ &= 2483 \times 0.342 = 849 \text{ N} \end{aligned}$$

Ketika $T_1 / T_2 = 3$ and $T_1 = 3000 \text{ N}$,

$$T_2 = T_1 / 3 = 3000 / 3 = 1000 \text{ N}$$

Jadi beban horisontal yang terjadi pada poros di D adalah:

$$W_{DH} = T_1 + T_2 = 3000 + 1000 = 4000 \text{ N}$$

beban vertikal yang terjadi pada poros di D adalah:

$$W_{DV} = W = 2000 \text{ N}$$

Diagram beban vertikal dan horizontal pada C dan D ditunjukkan pada Gambar 4 (c) dan (d).

Sekarang menentukan momen bending maksimum untuk pembebanan vertikal dan horizontal.

Perhatikan pembebanan vertical pada C dan D. R_{AV} dan R_{BV} menjadi reaksi pada bantalan A dan B. sehingga:

$$R_{AV} + R_{BV} = 2333 + 2000 = 4333 \text{ N}$$

Ambil momen terhadap A, diperoleh:

$$\begin{aligned} R_{BV} \times 800 &= 2000 (800 - 250) + 2333 \times 200 \\ &= 1\,566\,600 \end{aligned}$$

$$R_{BV} = 1\,566\,600 / 800 = 1958 \text{ N}$$

$$R_{AV} = 4333 - 1958 = 2375 \text{ N}$$

Momen bending pada A dan B adalah:

$$M_{AV} = M_{BV} = 0$$

$$\begin{aligned} \text{Momen bending pada C: } M_{CV} &= R_{AV} \times 200 = 2375 \times 200 \\ &= 475 \times 10^3 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

$$\text{Momen bending pada D: } M_{DV} = R_{BV} \times 250 = 1958 \times 250 = 489.5 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Diagram momen bending untuk pembebanan vertical ditunjukkan pada Gambar 4 (e).

Sekarang perhatikan pembebanan horizontal pada C dan D. R_{AH} dan R_{BH} menjadi reaksi pada bantalan A dan B, sehingga diperoleh:

$$R_{AH} + R_{BH} = 849 + 4000 = 4849 \text{ N}$$

Ambil momen terhadap A, diperoleh:

$$R_{BH} \times 800 = 4000(800 - 250) + 849 \times 200 = 2\,369\,800$$

$$R_{BH} = 2\,369\,800 / 800 = 2963 \text{ N}$$

$$R_{AH} = 4849 - 2963 = 1886 \text{ N}$$

Momen bending pada A dan B adalah:

$$M_{AH} = M_{BH} = 0$$

$$\text{Momen bending pada C: } M_{CH} = R_{AH} \times 200 = 1886 \times 200 = 377\,200 \text{ N-mm}$$

$$\text{Momen bending pada D: } M_{DH} = R_{BH} \times 250 = 2963 \times 250 = 740\,750 \text{ N-mm}$$

Diagram momen bending untuk pembebanan horizontal ditunjukkan pada Gambar 4 (f).

Resultan (jumlah total) momen bending pada C adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{(M_{CV})^2 + (M_{CH})^2} = \sqrt{(475 \times 10^3)^2 + (377\,200)^2} \\ &= 606\,552 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

Resultan Momen bending pada D:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{(M_{DV})^2 + (M_{DH})^2} = \sqrt{(489.5 \times 10^3)^2 + (740\,750)^2} \\ &= 887\,874 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

Momen bending maksimum

Diagram momen bending ditunjukkan pada gambar 4 (g). kita melihat bahwa momen bending maksimum terjadi pada D, oleh karena itu:

Momen bending maksimum adalah **$M = M_D = 887\,874 \text{ N-mm}$** .

Diameter poros

Momen punter ekuivalen:

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{(887\,874)^2 + (700 \times 10^3)^2} = 1131 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Maka diameter poros dapat diperoleh dari persamaan (1-9), yaitu:

$$\begin{aligned} 1131 \times 10^3 &= \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 40 \times d^3 = 7.86 d^3 \\ d^3 &= 1131 \times 10^3 / 7.86 = 144 \times 10^3 \\ d &= 52.4 \approx 55 \text{ mm} \end{aligned}$$

1.6 Poros menerima beban fluktuasi

Dalam artikel sebelumnya kita mempunyai asumsi bahwa poros dikenai torsi dan momen bending konstan. Tetapi secara praktik, poros menerima momen torsi dan bending secara fluktuasi. Oleh karena itu kombinasi faktor kejut dan faktor fatik harus diambil ke dalam perhitungan untuk menentukan momen torsi dan momen bending. Jadi untuk poros yang menerima kombinasi bending dan torsi, momen torsi ekuivalen menjadi:

$$T_e = \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2}$$

Dan momen bending ekuivalen menjadi:

$$M_e = \frac{1}{2} \left[K_m \times M + \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]$$

Dimana : K_m = kombinasi faktor kejut dan fatik untuk bending,
dan K_t = kombinasi faktor kejut dan fatik untuk torsi

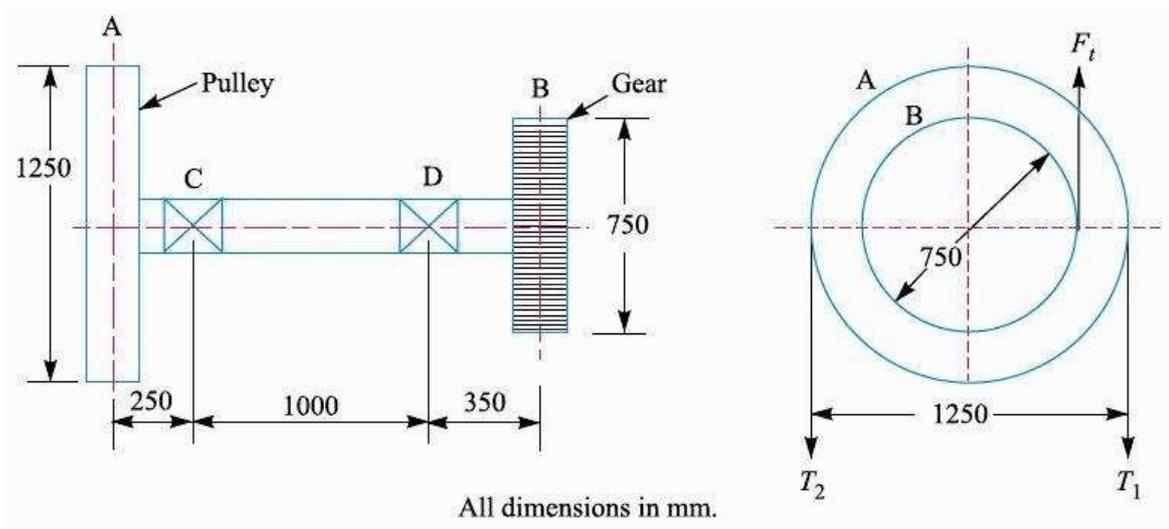
Tabel 1: Nilai K_m dan K_t yang direkomendasikan.

Nature of load	K_m	K_t
1. Stationary shafts		
(a) Gradually applied load	1.0	1.0
(b) Suddenly applied load	1.5 to 2.0	1.5 to 2.0
2. Rotating shafts		
(a) Gradually applied or steady load	1.5	1.0
(b) Suddenly applied load with minor shocks only	1.5 to 2.0	1.5 to 2.0
(c) Suddenly applied load with heavy shocks	2.0 to 3.0	1.5 to 3.0

Contoh 5:

Gambar 6 menunjukkan bahwa sebuah pros membawa pulley A dan roda gigi B dan didukung oleh dua bantalan C dan D. Poros mentransmisikan daya 20 kW pada putaran 150 rpm. Gaya tangensial F_t pada roda gigi B terjadi secara vertical ke atas seperti gambar.

Pulley menghantarkan daya melalui sebuah belt ke pulley lain dengan diameter yang sama secara vertikal di bawah pulley A. Rasio tarikan T_1/T_2 sama dengan 2,5. Roda gigi dan pulley mempunyai berat berturut-turut 900 N dan 2700 N. Tegangan geser yang diijinkan untuk material poros adalah 63 MPa. Asumsikan berat poros diabaikandibandingkan dengan beban lain, Tentukan diameter poros. Ambil faktor kejut dan fatik untuk mending dan torsi adalah berturut-turut 2 dan 1,5.



Gambar 6

Penyelesaian:

Diketahui: $P = 20 \text{ kW} = 20 \times 10^3 \text{ W}$; $N = 150 \text{ r.p.m.}$; $T_1/T_2 = 2.5$; $W_B = 900 \text{ N}$; $W_A = 2700 \text{ N}$; $\tau = 63 \text{ MPa} = 63 \text{ N/mm}^2$; $K_m = 2$; $K_t = 1.5$; $D_B = 750 \text{ mm}$ or $R_B = 375 \text{ mm}$; $D_A = 1250 \text{ mm}$ or $R_A = 625 \text{ mm}$.

Torsi yang ditransmisikan poros:

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi N} = \frac{20 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 150} = 1273 \text{ N-m} = 1273 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Misalkan T_1 dan T_2 = tarikan pada sisi kencang dan sisi longgar dari belt pada pulley A.

Ketika torsi pada pulley adalah sama seperti pada poros (yaitu 1273.10^3 N-mm), oleh karena itu:

$$(T_1 - T_2) R_A = 1273 \times 10^3$$

$$T_1 - T_2 = 1273 \times 10^3 / 625 = 2037 \text{ N}$$

ketika: $T_1 / T_2 = 2.5$ or $T_1 = 2.5 T_2$,

$$2.5 T_2 - T_2 = 2037 \quad T_2 = 2037 / 1.5 = 1358 \text{ N}$$

$$T_1 = 2.5 \times 1358 = 3395 \text{ N}$$

Total beban vertikal ke bawah pada poros A:

$$= T_1 + T_2 + W_A = 3395 + 1358 + 2700 = 7453 \text{ N}$$

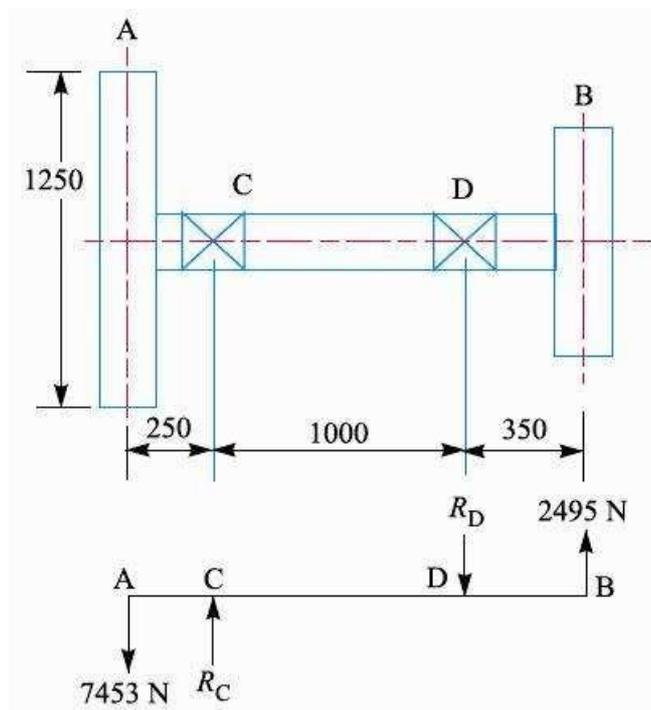
Asumsikan bahwa torsi pada roda gigi B adalah sama dengan pada poros, oleh karena itu gaya tangensial vertikal ke atas pada roda gigi B adalah:

$$F_t = \frac{T}{R_B} = \frac{1273 \times 10^3}{375} = 3395 \text{ N}$$

Ketika berat roda gigi B ($W_B = 900 \text{ N}$) vertikal ke bawah, oleh karena itu total beban vertikal ke atas pada poros B adalah:

$$= F_t - W_B = 3395 - 900 = 2495 \text{ N}$$

Sekarang marilah kita menentukan reaksi pada bantalan C dan D. misalkan R_C dan R_D adalah reaksi pada bantalan C dan D. Reaksi R_C akan terjadi ke atas sementara reaksi R_D akan terjadi ke bawah seperti pada Gambar 7.



Gambar 7

Ambil momen terhadap D akan diperoleh:

$$R_C \times 1000 = 7453 \times 1250 + 2495 \times 350 = 10.2 \times 10^6$$

$$R_C = 10.2 \times 10^6 / 1000 = 10\,200 \text{ N}$$

Persamaan keseimbangan poros:

$$R_D + 7453 = R_C + 2495 = 10\,200 + 2495 = 12\,695$$

$$R_D = 12\,695 - 7453 = 5242 \text{ N}$$

Momen bending pada A dan B adalah nol, maka:

$$\text{Momen bending pada C: } = 7453 \times 250 = 1863 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

$$\text{Momen bending pada D: } = 2495 \times 350 = 873 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Kita melihat bahwa momen bending adalah maksimum di C, yaitu:

$$M = M_C = 1863 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Momen torsi ekuivalen adalah:

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \\ &= \sqrt{(2 \times 1863 \times 10^3)^2 + (1.5 \times 1273 \times 10^3)^2} \\ &= 4187 \times 10^3 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

Maka diameter poros dapat diperoleh dari persamaan (1-9), yaitu:

$$\begin{aligned} 4187 \times 10^3 &= \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 63 \times d^3 = 12.37 d^3 \\ d^3 &= 4187 \times 10^3 / 12.37 = 338 \times 10^3 \\ d &= 69.6 \approx 70 \text{ mm} \end{aligned}$$

1.7 Poros menerima beban aksial sebagai tambahan kombinasi beban torsi dan bending.

Ketika poros menerima beban aksial (F) sebagai tambahan kombinasi beban torsi dan bending seperti dalam poros propeler dan poros untuk menggerakkan roda gigi cacing (worm gear), kemudian tegangan akibat beban aksial harus ditambahkan ke tegangan bending (σ_b). Persamaan bending adalah:

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y} \quad \text{ata} \quad \sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{M \times d/2}{\frac{\pi}{64} \times d^4} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

dan tegangan akibat beban aksial :

$$\begin{aligned} &= \frac{F}{\frac{\pi}{4} \times d^2} = \frac{4F}{\pi d^2} && \dots(\text{For round solid shaft}) \\ &= \frac{F}{\frac{\pi}{4} [(d_o)^2 - (d_i)^2]} = \frac{4F}{\pi [(d_o)^2 - (d_i)^2]} && \dots(\text{For hollow shaft}) \\ &= \frac{F}{\pi (d_o)^2 (1 - k^2)} && \dots (\because k = d_i/d_o) \end{aligned}$$

Resultan tegangan (tarik atau tekan) untuk poros pejal:

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

Resultan tegangan (tarik atau tekan) untuk poros berongga:

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

Dalam kasus poros yang panjang (poros slender/ramping) yang menerima beban tekan, *factor column* (α) harus dimasukkan untuk mengambil pengaruh column kedalam perhitungan.

Tegangan akibat beban tekan:

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{\alpha \times 4F}{\pi d^2} && \text{(untuk poros pejal)} \\ &= \frac{\alpha \times 4F}{\pi(d_o)^2(1-k^2)} && \text{(untuk poros berongga)}\end{aligned}$$

Nilai *factor column* (α) untuk beban tekan dapat diperoleh dari hubungan berikut:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044(L/K)}$$

Pernyataan ini digunakan ketika rasio slenderness (L/K) adalah lebih kecil dari pada 115. Ketika rasio slenderness (L/K) adalah lebih besar dari pada 115, kemudian *factor column* (α) untuk beban tekan dapat diperoleh dari hubungan berikut:

$$\alpha = \frac{\sigma_y(L/K)^2}{C\pi^2 E}$$

Dimana: L = Panjang poros antara bantalan,
 K = radius girasi terkecil
 σ_y = tegangan luluh tekan untuk material poros
 C = koefisien rumus Euler's tergantung pada kondisi ujung tumpuan.

Berikut adalah perbedaan nilai C yang tergantung dengan kondidi ujung tumpuan.

$C=1$, untuk ujung engsel,
 $C = 2,25$ untuk ujung jepit,
 $C=1,6$ untuk ujung yang sebageaian ditumpu bantalan

Catatan: Secara umum, untuk *poros berongga* yang mendapat beban torsi dan bending berfluktuasi, ditambah beban aksial, persamaan untuk momen torsi ekuivalen dan momen bending ekuivalen adalah:

$$T_e = \sqrt{\left[K_m \times M + \frac{\alpha F d_o (1 + k^2)}{8} \right]^2 + (K_t \times T)^2}$$

$$= \frac{\pi}{16} \times \tau (d_o)^3 (1 - k^4) \quad (1-13)$$

$$M_e = \frac{1}{2} \left[K_m \times M + \frac{\alpha F d_o (1 + k^2)}{8} + \sqrt{\left\{ K_m \times M + \frac{\alpha F d_o (1 + k^2)}{8} \right\}^2 + (K_t \times T)^2} \right]$$

$$= \frac{\pi}{32} \times \sigma_b (d_o)^3 (1 - k^4) \quad (1-14)$$

Contoh 6:

Sebuah poros berongga dikenai torsi maksimum 1,5 kNm dan momen bending maksimum 3 kNm. Pada saat yang sama menerima beban aksial 10 kN. Asumsi bahwa beban diterapkan secara bertahap dan rasio diameter dalam dan diameter luar poros 0,5. Jika diameter luar poros 80 mm, tentukan tegangan geser yang terjadi pada poros.

Penyelesaian:

Diketahui: $T = 1.5 \text{ kN-m} = 1.5 \times 10^3 \text{ N-m}$; $M = 3 \text{ kN-m} = 3 \times 10^3 \text{ N-m}$; $F = 10 \text{ kN} = 10 \times 10^3 \text{ N}$; $k = d_i / d_o = 0.5$; $d_o = 80 \text{ mm} = 0.08 \text{ m}$

Ketika beban diterapkan secara bertahap, dari Tabel 1, dapat diperoleh:

$$K_m = 1,5 \quad \text{dan} \quad K_t = 1,0$$

Momen torsi ekuivalen untuk poros berongga:

$$T_e = \sqrt{\left[K_m \times M + \frac{\alpha F d_o (1 + k^2)}{8} \right]^2 + (K_t \times T)^2}$$

$$= \sqrt{\left[1.5 \times 3 \times 10^3 + \frac{1 \times 10 \times 10^3 \times 0.08 (1 + 0.5^2)}{8} \right]^2 + (1 \times 1.5 \times 10^3)^2}$$

... ($\because \alpha = 1$, for axial tensile loading)

$$= \sqrt{(4500 + 125)^2 + (1500)^2} = 4862 \text{ N-m} = 4862 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

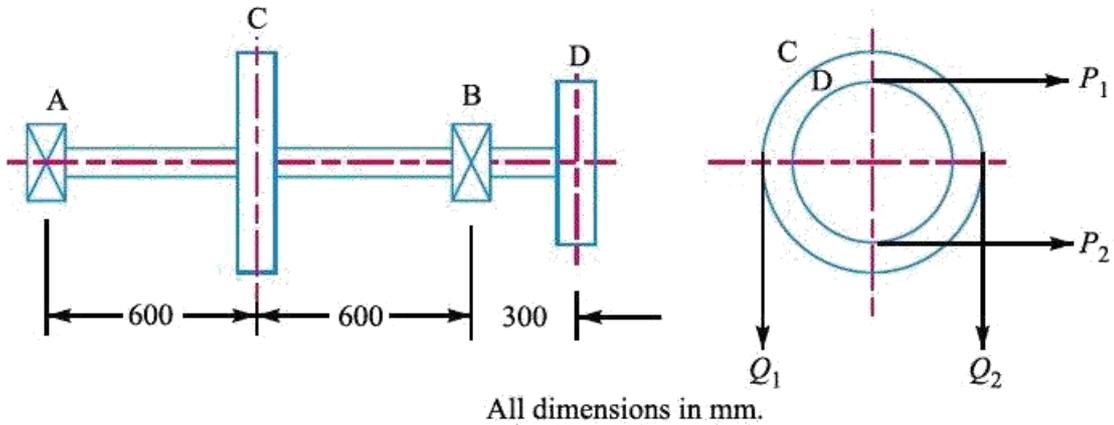
Maka tegangan geser yang terjadi pada poros dapat dihitung sesuai persamaan (1-13):

$$4862 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times \tau (d_o)^3 (1 - k^4) = \frac{\pi}{16} \times \tau (80)^3 (1 - 0.5^4) = 94\,260 \tau$$

$$\therefore \tau = 4862 \times 10^3 / 94\,260 = 51.6 \text{ N/mm}^2 = 51.6 \text{ MPa}$$

Latihan:

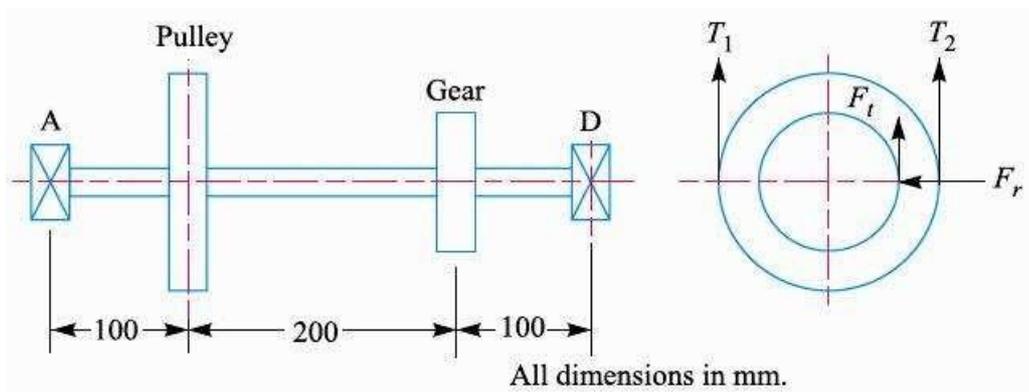
1. Sebuah poros horisontal AD disangga bantalan pada A dan B dan membawa pulley pada C dan D untuk mentransmisikan daya 75 kW pada putaran 500 rpm dari pulley penggerak D meneruskan ke pulley C seperti ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8.

Hitung diameter poros. Data yang diketahui adalah: $P_1 = 2.P_2$, $Q_1 = 2.Q_2$, radius pulley C = 220 mm, radius pulley D = 160 mm, tegangan geser yang diijinkan = 45 MPa.

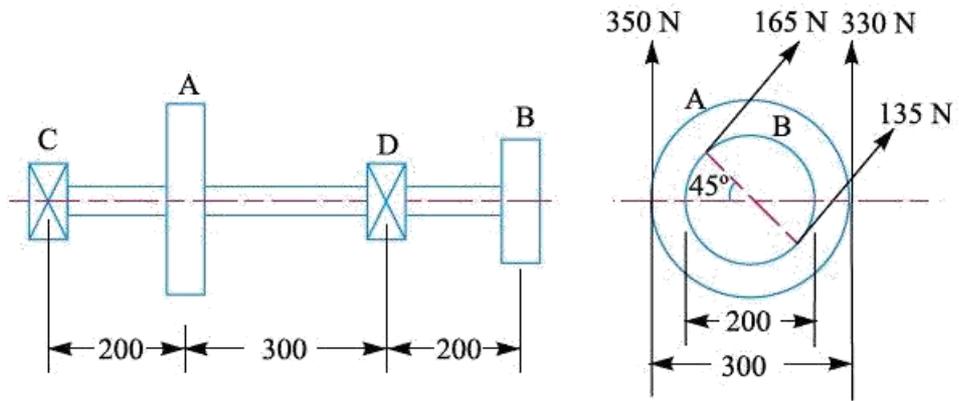
2. Sebuah poros baja menerima daya 7,5 kW pada 1500 rpm. Sebuah pulley dipasang pada poros seperti pada Gambar 9 mempunyai rasio tarikan belt 4. Gaya-gaya roda gigi adalah $F_t = 1590$ N; $F_r = 580$ N



Gambar 9.

Rancanglah diameter poros dengan teori tegangan geser maksimum. Material poros mempunyai kekuatan tarik ultimate = 720 MPa; kekuatan yield = 380 MPa; faktor keamanan = 1,5.

3. Sebuah poros baja 40C8 digunakan untuk menggerakkan mesin pada putaran 1500 rpm. Pulley A, B dan bantalan C, D ditempatkan seperti pada Gambar 10. Tarikan belt juga ditunjukkan pada Gambar 10. Tentukan diameter poros. Tegangan geser yang diijinkan untuk material poros adalah 100 MPa. Kombinasi yang diterapkan untuk bending dan torsi dengan faktor kejut = 1,5 dan faktor fatik = 1,2.



All dimensions in mm.

Gambar 10.

BAB II

PASAK

2.1 Pendahuluan

Pasak adalah potongan baja karbon rendah yang diselipkan antara poros dan hub atau kepala pulley untuk mencegah gerakan relatif. Pasak selalu diselipkan sejajar dengan sumbu poros. Pasak digunakan sebagai pengunci sementara dan menerima tegangan geser dan crushing. Lubang pasak dislot dalam sebuah poros dan hub dari pulley untuk menyesuaikan/mencocokkan ukuran pasak.

Jenis pasak ada 5 macam yaitu sunk keys, saddle keys, tangent keys, round keys, dan splines. Berikut akan dibahas jenis pasak di atas secara detail.

2.2 Sunk keys

Sunk keys diberikan setengah lubang pasak pada poros dan setengah lubang pasak pada hub atau kepala pulley. Macam-macam sunk key adalah sebagai:

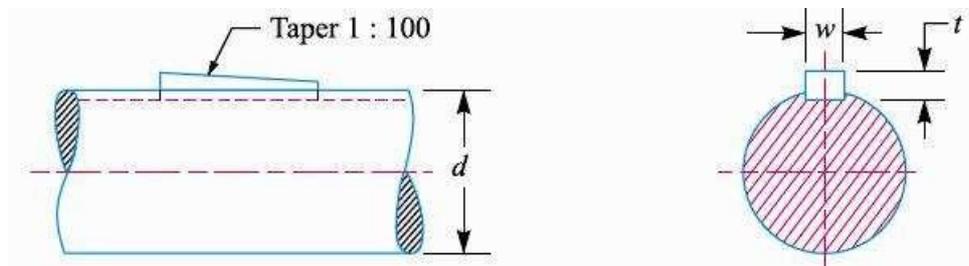
1. *Rectangular Sunk key*. Bentuk pasak ini dapat dilihat seperti pada Gambar 1.

Lebar pasak, $w = d/4$;

Tebal pasak, $t = 2w/3 = d/6$

dimana d = diameter poros atau diameter lubang hub.

Pasak mempunyai ketirusan 1:100 hanya pada sisi atas.



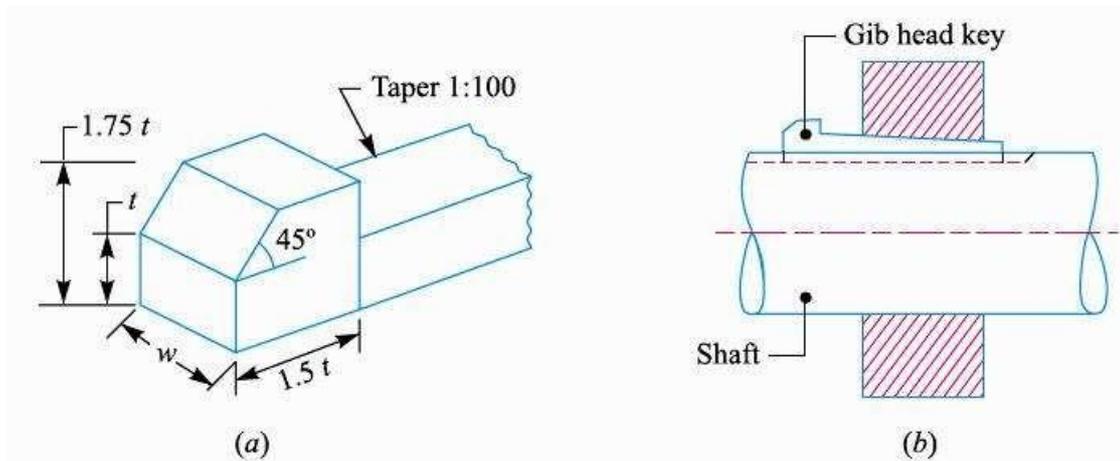
Gambar 1

2. *Square sunk key*. Pasak ini jenisnya hampir sama dengan rectangular sunk key, perbedaannya hanya pada lebar dan ketebalan pasak. Square sunk key mempunyai lebar dan ketebalan yang sama yaitu:

$$w = t = d/4$$

3. *Parallel sunk key*. Pasak jenis ini mempunyai lebar dan ketebalan yang seragam. Perlu dicatat bahwa parallel sunk key tidak mempunyai ketirusan.
4. *Gib-head key*. Pasak ini adalah sebuah rectangular sunk key dengan kepala pada salah satu ujung diketahui seperti *gib-head*. Pasak ini biasanya diberikan untuk

memudahkan pelepasan pasak. Pasak jenis ini dapat dilihat pada Gambar 2 di bawah ini.

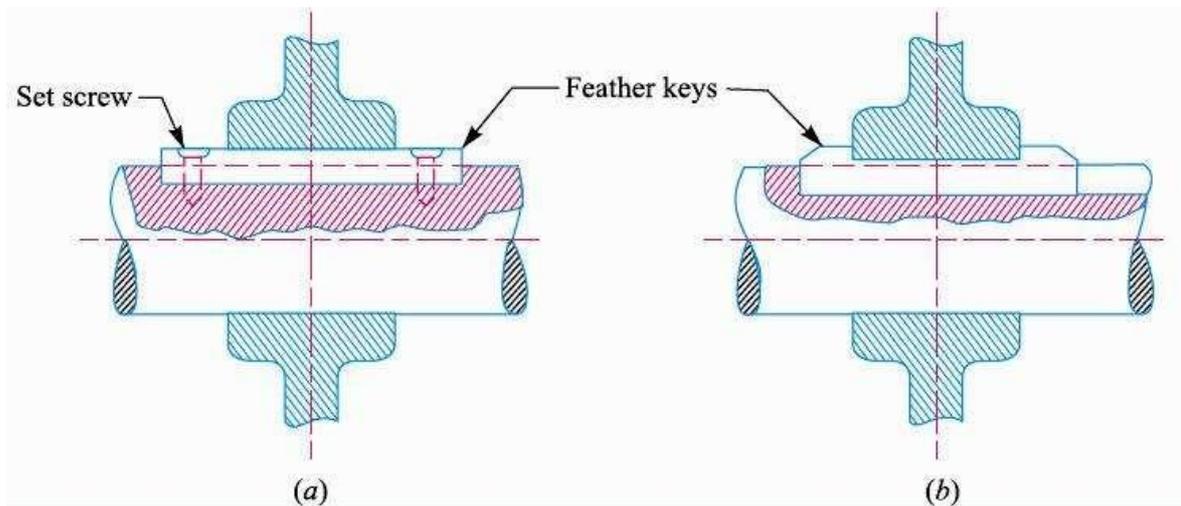


Gambar 2.

Lebar pasak, $w = d/4$;

tebal pada ujung yang besar, $t = 2w/3 = d/6$

5. *Feather key*. Sebuah pasak yang dipasang antara poros dan hub yang memungkinkan terjadinya pergerakan relatif secara aksial dinamakan *feather key*. Pasak ini merupakan jenis khusus dari pasak sejajar yang mentransmisikan sebuah gerak putar dan juga gerak aksial. Pasak ini dikunci oleh salah satu poros atau hub.



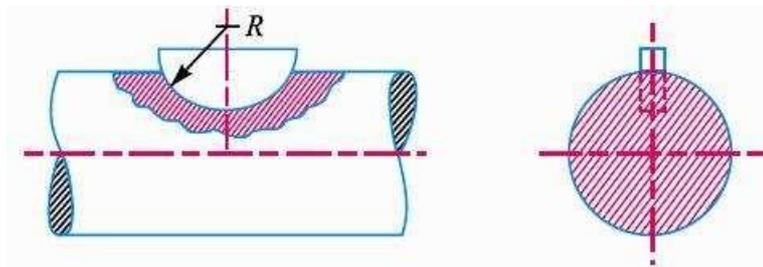
Gambar 3.

Feather key memungkinkan dikunci dengan ulir pada poros seperti ditunjukkan pada Gambar 3 (a) atau mempunyai gib head ganda (Gambar 3.b). Variasi ukuran dari feather key adalah sama seperti pada rectangular sunk key dan gib head key.

Tabel 1: Ukuran standar parallel key, tapered key dan gib head key.

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

6. *Woodruff key*. Pasak ini dapat dipasang dengan mudah pada poros dan hub. Pasak ini merupakan potongan piringan silinder yang terdiri dari beberapa bagian penampang seperti ditunjukkan pada Gambar 4. Woodruff key sebagian besar digunakan pada mesin perkakas dan konstruksi mobil.



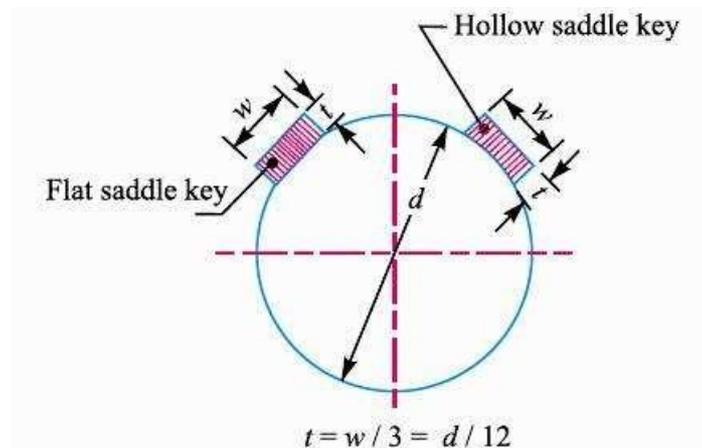
Gambar 4.

2.3 Saddle Keys

Ada dua jenis saddle key:

1. *Flat saddle key*. adalah sebuah pasak tirus yang terpasang pas dengan lubang pasak pada hub dan datar (rata) pada poros seperti ditunjukkan pada Gambar 5. Pasak ini memungkinkan terjadinya slip pada poros karena menerima beban. Oleh karena itu pasak ini digunakan untuk beban yang ringan.
2. *Hollow saddle key*. adalah sebuah pasak tirus yang terpasang pas dengan lubang pasak pada hub dan bagian bawah dari pasak permukaannya berbentuk lengkung pada poros. Karena pasak ini menahan gesekan, oleh karena itu cocok untuk

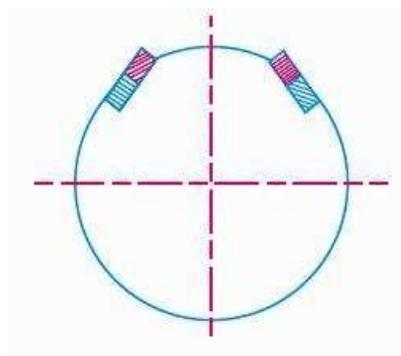
beban ringan. Pasak ini biasanya digunakan untuk pengunci sementara pada bahan perhiasan, cam dan lain-lain.



Gambar 5.

2.4 Tangent keys

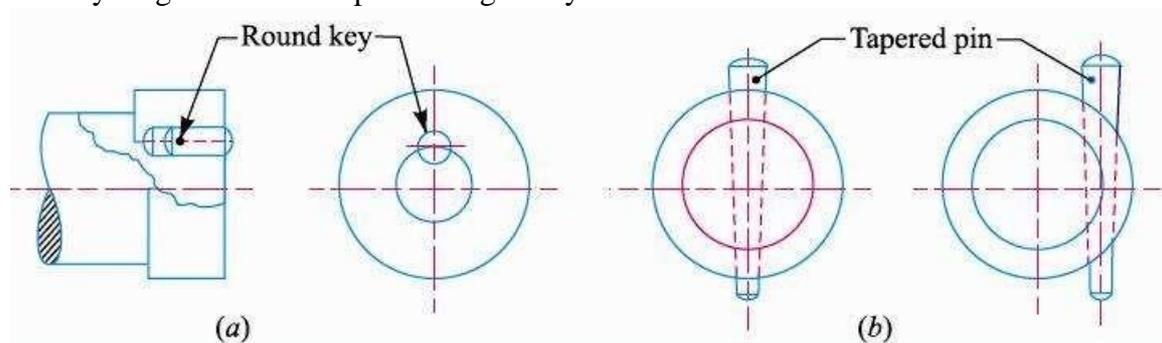
Pasak ini setiap pasangannya menerima torsi hanya satu arah, seperti pada Gambar 6. Sangat cocok digunakan untuk poros yang menerima beban berat.



Gambar 6.

2.5 Round keys

Round keys seperti ditunjukkan pada Gambar 7 (a), berpenampang bulat dan sesuai dengan lubang drill yang terpasang sebagian pada poros dan sebagian pada hub. Pasak ini biasanya digunakan untuk poros dengan daya rendah.

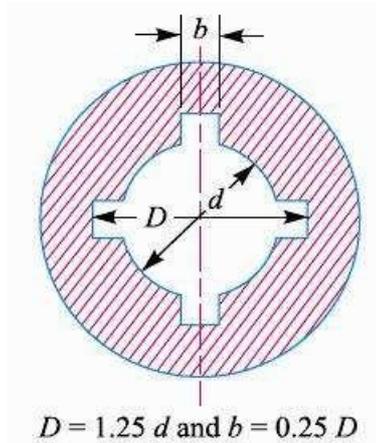


Gambar 7.

Kadang-kadang pin tirus seperti pada Gambar 7 (b), dipasang antara pin dan lubang tirus.

2.6 Splines

Kadang-kadang pasak dibuat menyatu dengan poros yang sesuai dengan lubang pasak dalam hub. Seperti poros yang dinamakan *splined shaft* yang ditunjukkan pada Gambar 8. Di sini poros biasanya berjumlah 4, 10 atau 16 lubang pasak. Splined shaft relatif lebih kuat dari pada poros yang mempunyai lubang pasak tunggal.



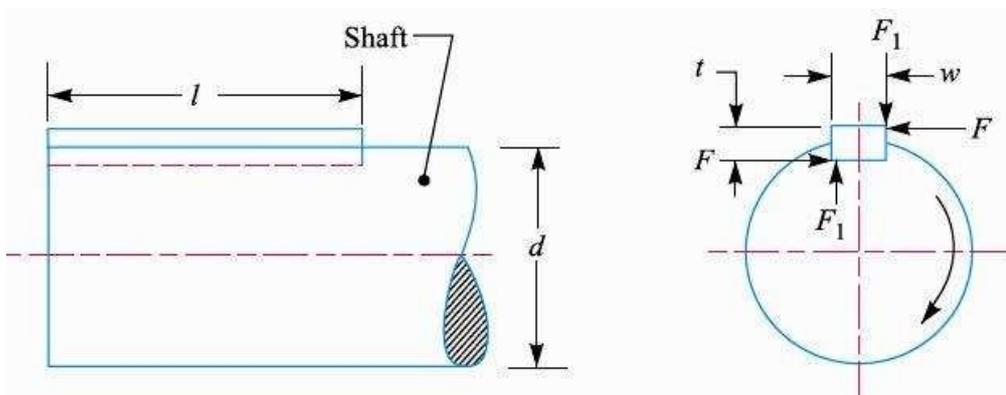
Gambar 8.

Splined shaft digunakan ketika gaya yang ditransmisikan adalah besar dengan ukuran poros seperti pada transmisi mobil dan transmisi roda gigi.

2.7 Gaya aksi dan kekuatan pada sunk key

Ketika pasak digunakan untuk mentransmisikan torsi dari sebuah poros ke rotor atau hub, maka ada dua jenis gaya aksi yang terjadi pada pasak:

1. Gaya (F_1) akibat tahanan pasak dalam lubang pasak. Gaya ini menghasilkan tegangan tekan yang sulit ditentukan besarnya.



Gambar 9.

2. Gaya (F) akibat torsi transmisi oleh poros. Gaya ini menghasilkan tegangan geser dan tegangan tekan dalam pasak.

Sebuah pasak menghubungkan poros dan hub seperti ditunjukkan pada Gambar 9.

Misalkan: T = Torsi yang ditransmisikan oleh poros,
 F = Gaya aksi tangensial pada keliling (permukaan) poros d = Diameter poros,
 l = panjang pasak,
 w = lebar pasak,
 t = ketebalan pasak,

τ dan σ_c = tegangan geser dan tegangan crushing untuk material poros.

Akibat transmisi oleh poros, pasak memungkinkan terjadi kegagalan akibat geseran atau crushing.

Perhatikan geseran pada pasak, gaya geser tangensial terjadi pada permukaan poros sebesar:

$$F = \text{Luas geseran} \times \text{tegangan geser} = l \times w \times \tau$$

Torsi yang ditransmisikan adalah:

(2-1)

Gaya crushing tangensial yang terjadi pada permukaan poros adalah:

$$F = l \times \frac{t}{2} \times \sigma_c$$

Torsi yang ditransmisikan adalah:

$$T = F \times \frac{d}{2} = l \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2} \quad (2-2)$$

Pasak adalah sama kuatnya dalam geseran dan crushing jika persamaan (2-1) dan (2-2) disubstitusikan menjadi:

$$l \times w \times \tau \times \frac{d}{2} = l \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2}$$

atau:

$$\frac{w}{t} = \frac{\sigma_c}{2\tau} \quad (2-3)$$

Tegangan crushing yang diijinkan untuk material pasak biasa adalah sekurang-kurangnya dua kali tegangan geser yang diijinkan. Oleh karena itu persamaan (2-3), $w = t$. Dengan kata lain, sebuah square key adalah sama kuat dalam geseran dan crushing.

Untuk menentukan panjang pasak yang dipakai untuk mentransmisikan daya secara penuh dari poros, kekuatan geser pasak adalah sama dengan kekuatan geser torsional dari poros.

Kekuatan geser pasak adalah:

$$T = l \times w \times \tau \times \frac{d}{2} \quad (2-4)$$

Kekuatan geser torsional poros adalah:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_1 \times d^3 \quad (2-5)$$

Dari persamaan (2-4) dan (2-5) diperoleh:

$$\dots(w = d/4)$$

$$l \times w \times \tau \times \frac{d}{2} = \frac{\pi}{16} \times \tau_1 \times d^3$$

$$\therefore l = \frac{\pi}{8} \times \frac{\tau_1 d^2}{w \times \tau} = \frac{\pi d}{2} \times \frac{\tau_1}{\tau} = 1.571 d \times \frac{\tau_1}{\tau} \quad (2-6)$$

Ketika material pasak adalah sama dengan material poros, kemudian $\tau_1 = \tau$, maka:

$$l = 1,571d \quad (\text{dari persamaan (2-6)})$$

Contoh 1 :

Rancanglah rectangular key untuk sebuah poros berdiameter 50 mm. Tegangan geser dan tegangan crushing untuk material pasak adalah 42 MPa dan 70 MPa. Penyelesaian :

Diketahui :

$$d = 50 \text{ mm} ; \tau = 42 \text{ MPa} = 42 \text{ N/mm}^2 ; \sigma_c = 70 \text{ MPa} = 70 \text{ N/mm}^2$$

Rectangular keys dirancang dengan analisa sebagai berikut:

Dari tabel 1, kita menentukan bahwa untuk diameter poros 50 mm diperoleh:

$$\text{Lebar pasak,} \quad w = \mathbf{16 \text{ mm}},$$

$$\text{Ketebalan pasak,} \quad t = \mathbf{10 \text{ mm}}$$

Panjang pasak diperoleh dengan mempertimbangkan pasak mengalami geser dan crushing.

misalkan l = panjang pasak.

Pertimbangan geser pada pasak. Kita mengetahui bahwa kekuatan geser (atau torsi yang ditransmisikan) pasak pada persamaan (2-4) adalah:

$$T = l \times w \times \tau \times \frac{d}{2} = l \times 16 \times 42 \times \frac{50}{2} = 16\,800 l \text{ N-mm} \quad (i)$$

dan kekuatan geser torsional (atau torsi yang ditransmisikan poros) pada persamaan (2-5)

(ii)

dari dua persamaan di atas diperoleh:

$$l = 1.03 \times 10^6 / 16\,800 = 61.31 \text{ mm}$$

Sekarang pertimbangan crushing pada pasak. Kita mengetahui bahwa kekuatan geser pasak (atau torsi yang ditransmisikan) pada persamaan (2-2) adalah:

$$T = l \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2} = l \times \frac{10}{2} \times 70 \times \frac{50}{2} = 8750 l \text{ N-mm} \quad (\text{iii})$$

Dari persamaan (ii) dan (iii) diperoleh:

$$l = 1.03 \times 10^6 / 8750 = 117.7 \text{ mm}$$

Diambil nilai paling besar untuk panjang pasak adalah

$$l = 117,7 \text{ mm} \approx \mathbf{120 \text{ mm}}$$

Contoh 2:

Sebuah poros dengan diameter 45 mm dibuat dari baja dengan kekuatan yield 400 MPa. Sebuah parallel key berukuran lebar 14 mm dan ketebalan 9 mm dibuat dari baja dengan kekuatan yield 340 MPa. Tentukan panjang poros yang dibutuhkan, jika poros dibebani untuk mentransmisikan torsi maksimum yang diijinkan. Gunakan teori tegangan geser maksimum dan asumsikan faktor keamanan adalah 2. Penyelesaian:

Diketahui: $d = 45 \text{ mm}$; σ_{yt} for shaft = 400 MPa = 400 N/mm²; $w = 14 \text{ mm}$; $t = 9 \text{ mm}$; σ_{yt} for key = 340 MPa = 340 N/mm²; $F.S. = 2$

Menurut teori tegangan geser maksimum, tegangan geser maksimum untuk poros adalah:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{yt}}{2 \times F.S.} = \frac{400}{2 \times 2} = 100 \text{ N/mm}^2$$

dan tegangan geser maksimum untuk pasak adalah:

$$\tau_k = \frac{\sigma_{yt}}{2 \times F.S.} = \frac{340}{2 \times 2} = 85 \text{ N/mm}^2$$

Kita mengetahui bahwa torsi maksimum yang ditransmisikan oleh poros dan pasak adalah:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_{max} \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 100 (45)^3 = 1.8 \times 10^6 \text{ N-mm}$$

Mari kita pertimbangkan kegagalan pasak akibat geseran. Dari persamaan (2-4) diperoleh:

$$1.8 \times 10^6 = l \times w \times \tau_k \times \frac{d}{2} = l \times 14 \times 85 \times \frac{45}{2} = 26\,775 l$$

$$l = 1.8 \times 10^6 / 26\,775 = 67.2 \text{ mm}$$

Sekarang pertimbangan kegagalan pasak akibat crushing. Dari persamaan (2-2), torsi maksimum yang ditransmisikan oleh poros dan pasak adalah:

$$1.8 \times 10^6 = l \times \frac{l}{2} \times \sigma_{ck} \times \frac{d}{2} = l \times \frac{9}{2} \times \frac{340}{2} \times \frac{45}{2} = 17\,213 \, l$$

ambil: $\sigma_{ck} = \frac{\sigma_{yt}}{F.S.}$

maka diperoleh:

$$l = 1.8 \times 10^6 / 17\,213 = 104.6 \text{ mm}$$

Diambil nilai paling besar dari dua nilai untuk panjang pasak adalah :

$$l = 104,6 \text{ mm} \approx \mathbf{105 \text{ mm}}$$

Latihan Soal :

1. Sebuah poros berdiameter 80 mm mentransmisikan daya pada tegangan geser maksimum 63 MPa. Tentukan panjang pasak jika lebarnya 20 mm diperlukan untuk memasang sebuah pulley pada poros sehingga tegangan pada pasak tidak melebihi 42 MPa.
2. Sebuah poros berdiameter 30 mm mentransmisikan daya pada tegangan geser maksimum 80 MPa. Jika sebuah pulley dihubungkan ke poros dengan sebuah pasak, tentukan dimensi pasak sehingga tegangan pada pasak tidak melebihi 50 MPa dan panjang pasak adalah 4 kali lebarnya.
3. Sebuah poros baja mempunyai diameter 25 mm. Poros berputar pada 600 rpm dan mentransmisikan daya 30 kW melalui rida gigi. Tegangan tarik dan tegangan yield dari material poros adalah 650 MPa dan 353 MPa. Ambil faktor keamanan adalah 3, pilihlah pasak yang sesuai untuk roda gigi (maksudnya adalah rancanglah dimensi pasak). Asumsikan bahwa pasak dan poros di buat dari material yang sama.

BAB III

BELT DATAR

3.1 Pendahuluan

Belt (sabuk) atau rope (tali) digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros yang satu ke poros yang lain dengan memakai pulley yang berputar pada kecepatan yang sama atau pada kecepatan yang berbeda. Besarnya daya yang ditransmisikan tergantung pada faktor berikut:

1. Kecepatan belt.
2. Tarikan belt yang ditempatkan pada pulley.
3. Luas kontak antara belt dan pulley terkecil.
4. Kondisi belt yang digunakan.

Pemilihan belt yang akan dipasang pada pulley tergantung pada faktor sebagai berikut:

1. Kecepatan poros penggerak dan poros yang digerakkan
2. Rasio kecepatan reduksi,
3. Daya yang ditransmisikan,
4. Jarak antara pusat poros,
5. Layout poros,
6. Ketersediaan tempat,
7. Kondisi pelayanan.

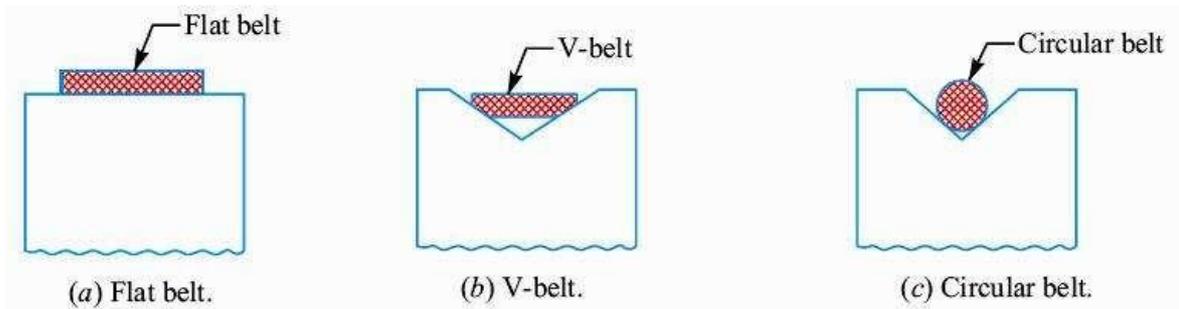
Jenis belt biasanya diklasifikasikan ke dalam tiga kelompok sebagai berikut:

1. *Light drives* (penggerak ringan). Ini digunakan untuk mentransmisikan daya yang lebih kecil pada kecepatan belt sampai 10 m/s seperti pada mesin pertanian dan mesin perkakas ukuran kecil.
2. *Medium drives* (penggerak sedang). Ini digunakan untuk mentransmisikan daya yang berukuran sedang pada kecepatan belt 10 m/s sampai 22 m/s seperti pada mesin perkakas.
3. *Heavy drives* (penggerak besar). Ini digunakan untuk mentransmisikan daya yang berukuran besar pada kecepatan belt di atas 22 m/s seperti pada mesin kompresor dan generator.

Ada tiga jenis belt ditinjau dari segi bentuknya adalah sebagai berikut:

1. *Flat belt (belt datar)*. Seperti ditunjukkan pada Gambar 1 (a), adalah banyak digunakan pada pabrik atau bengkel, dimana daya yang ditransmisikan berukuran

sedang dari pulley yang satu ke pulley yang lain ketika jarak dua pulley adalah tidak melebihi 8 meter.



Gambar 1: Jenis Belt

2. *V-Belt (belt bentuk V)*. Seperti ditunjukkan pada Gambar 1 (b), adalah banyak digunakan dalam pabrik dan bengkel dimana besarnya daya yang ditransmisikan berukuran besar dari pulley yang satu ke pulley yang lain ketika jarak dua pulley adalah sangat dekat.
3. *Circular belt atau rope (belt bulat atau tali)*. Seperti ditunjukkan pada Gambar 1 (c), adalah banyak digunakan dalam pabrik dan bengkel dimana besarnya daya yang ditransmisikan berukuran besar dari pulley yang satu ke pulley yang lain ketika jarak dua pulley adalah lebih dari 8 meter.

Material yang digunakan untuk belt dan tali harus kuat, fleksibel, dan tahan lama. Harus juga mempunyai koefisien gesek yang tinggi. Belt, menurut material yang digunakan dapat diklasifikasikan sesuai dengan yang terlihat pada tabel 1 berikut: Tabel 1: Material belt dan density.

<i>Material of belt</i>	<i>Mass density in kg / m³</i>
Leather	1000
Convass	1220
Rubber	1140
Balata	1110
Single woven belt	1170
Double woven belt	1250

Koefisien gesek antara belt dan pulley tergantung pada material belt, material pulley, slip dari belt, dan kecepatan belt. menurut C.G.Barth, koefisien gesek antara leatherbelt dan pulley besi cor adalah mengikuti rumus berikut:

$$\mu = 0.54 - \frac{42.6}{152.6 + v}$$

dimana : v = kecepatan belt dalam m/menit.

Tabel berikut menunjukkan nilai koefisien gesek untuk material belt dan material pulley.

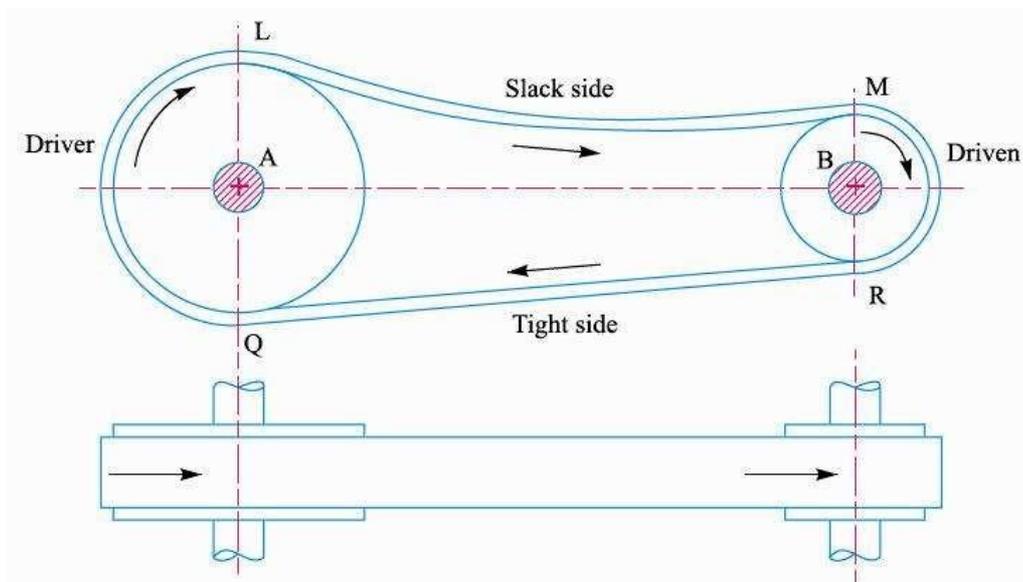
Tabel 2: Koefisien gesek antara belt dan pulley

Belt material	Pulley material						
	Cast iron, steel			Wood	Compressed paper	Leather face	Rubber face
	Dry	Wet	Greasy				
1. Leather oak tanned	0.25	0.2	0.15	0.3	0.33	0.38	0.40
2. Leather chrome tanned	0.35	0.32	0.22	0.4	0.45	0.48	0.50
3. Convass-stitched	0.20	0.15	0.12	0.23	0.25	0.27	0.30
4. Cotton woven	0.22	0.15	0.12	0.25	0.28	0.27	0.30
5. Rubber	0.30	0.18	—	0.32	0.35	0.40	0.42
6. Balata	0.32	0.20	—	0.35	0.38	0.40	0.42

3.2 Jenis belt datar (flat belt)

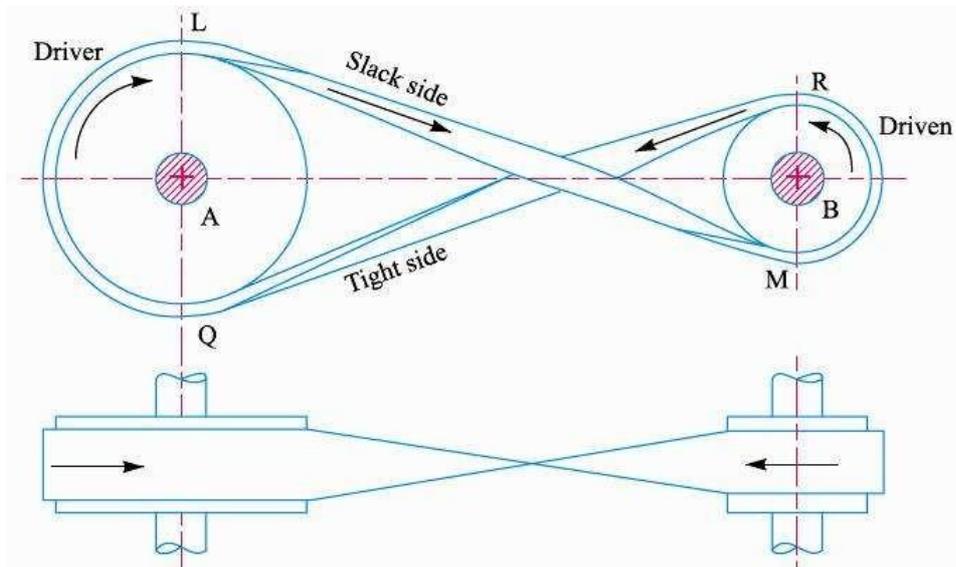
Daya yang ditansmisikan dari satu pulley ke pulley lain oleh beberapa jenis belt sebagai berikut:

1. *Open belt drive (penggerak belt terbuka)*. Seperti ditunjukkan pada Gambar 2, belt jenis ini digunakan dengan poros sejajar dan perputaran dalam arah yang sama. Dalam kasus ini, penggerak A menarik belt dari satu sisi (yakni sisi RQ bawah) dan meneruskan ke sisi lain (yakni sisi LM atas). Jadi tarikan pada sisi bawah akan lebih besar dari pada sisi belt yang atas (karena tarikan kecil). Belt sisi bawah (karena tarikan lebih) dinamakan *tight side* sedangkan belt sisi atas (karena tarikan kecil) dinamakan *slack side*, seperti pada Gambar 2.



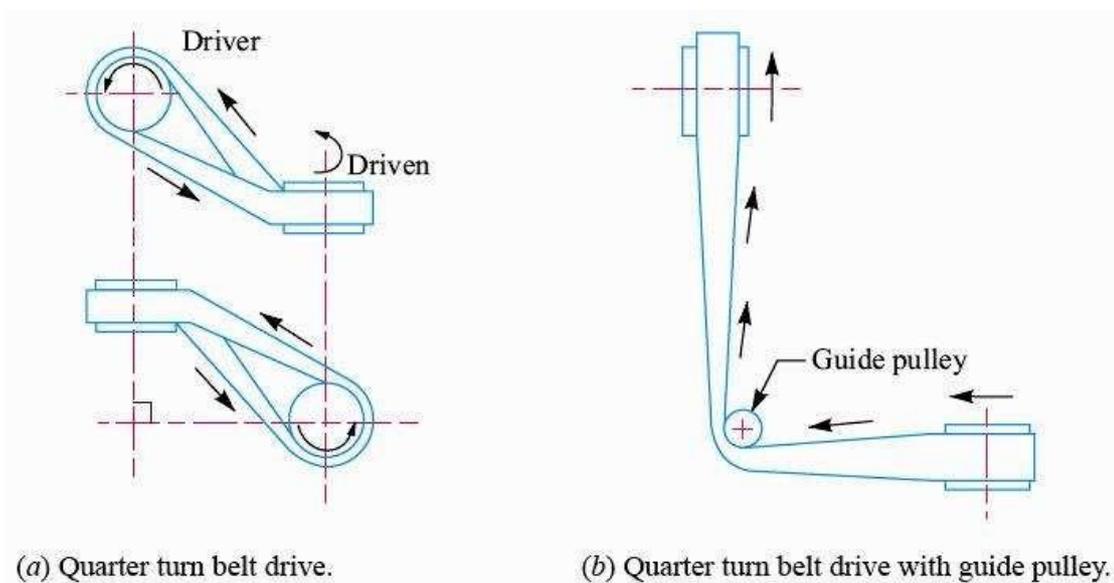
Gambar 2.

2. *Crossed atau twist belt drive (penggerak belt silang)*. Seperti ditunjukkan pada Gambar 3, belt jenis ini digunakan dengan poros sejajar dan perputaran dalam arah yang berlawanan. Dalam kasus ini, penggerak menarik belt dari satu sisi (yakni sisi RQ) dan meneruskan ke sisi lain (yakni sisi LM). Jadi tarikan dalam belt RQ akan lebih besar dari pada sisi belt LM. Belt RQ (karena tarikan lebih) dinamakan *tight side* sedangkan belt LM (karena tarikan kecil) dinamakan *slack side*, seperti pada Gambar 3.



Gambar 3.

3. *Quarter turn belt drive (penggerak belt belok sebagian)*. Mekanisme transmisi dapat dilihat pada Gambar 4. Untuk mencegah belt agar tidak keluar/lepas dari pulley, maka lebar permukaan pulley harus lebih besar atau sama dengan $1,4b$, dimana b adalah lebar belt.

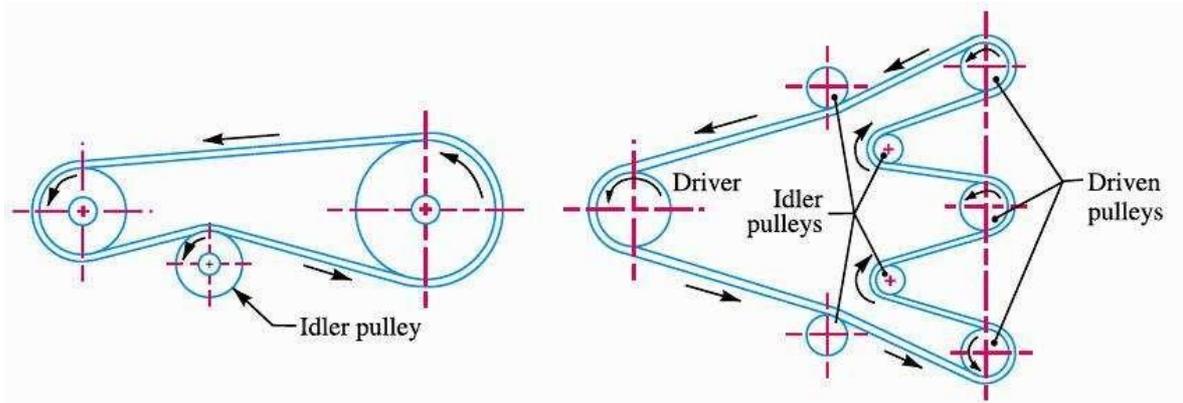


(a) Quarter turn belt drive.

(b) Quarter turn belt drive with guide pulley.

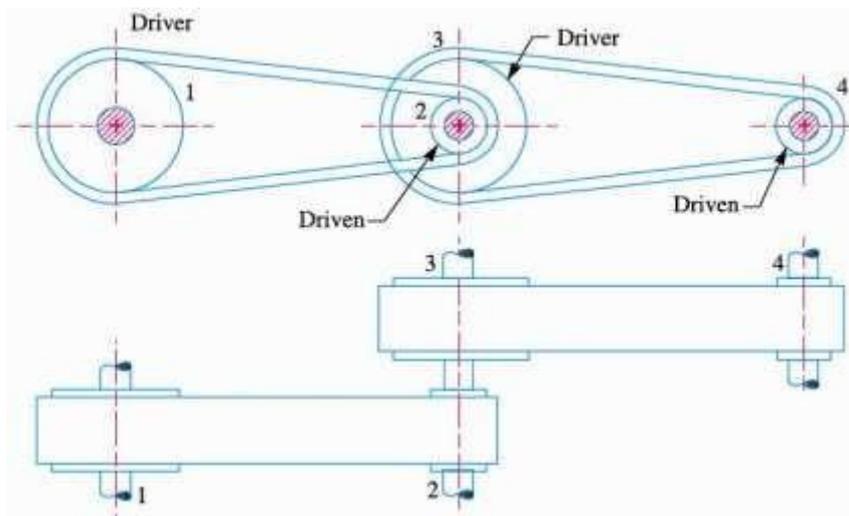
Gambar 4.

4. *Belt drive with idler pulley (penggerak belt dengan pulley penekan)*. Dinamakan juga *jockey pulley drive* seperti ditunjukkan pada Gambar 5, digunakan dengan poros parallel dan ketika open belt drive tidak dapat digunakan akibat sudut kontak yang kecil pada pulley terkecil. Jenis ini diberikan untuk mendapatkan rasio kecepatan yang tinggi dan ketika tarikan belt yang diperlukan tidak dapat diperoleh dengan cara lain.



Gambar 5.

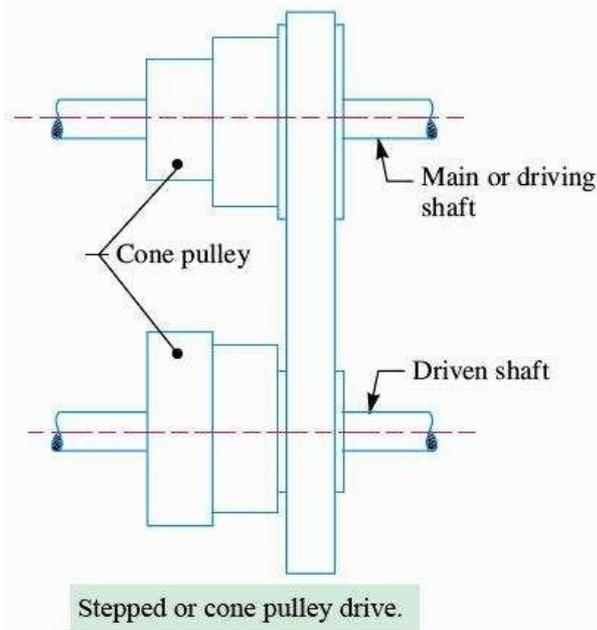
5. *Compound belt drive (penggerak belt gabungan)*. Seperti ditunjukkan pada Gambar 6, digunakan ketika daya ditransmisikan dari poros satu ke poros lain melalui sejumlah pulley.



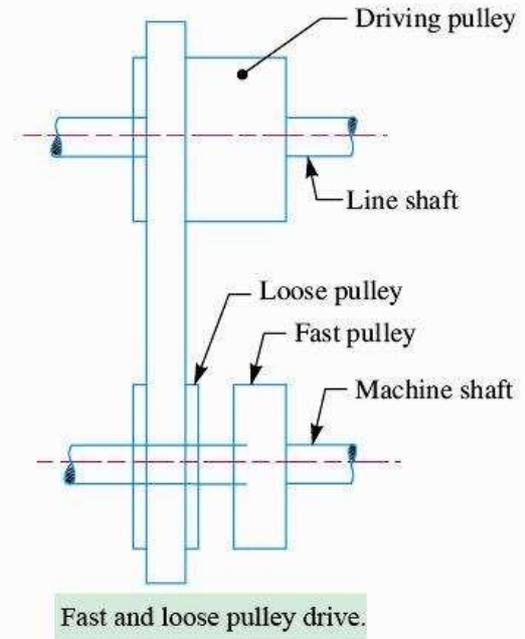
Gambar 6.

6. *Stepped or cone pulley drive (penggerak pulley kerucut atau bertingkat)*. Seperti pada Gambar 7, digunakan untuk merubah kecepatan poros yang digerakkan ketika poros utama (poros penggerak) berputar pada kecepatan konstan.
7. *Fast and loose pulley drive (penggerak pulley longgar dan cepat)*. Seperti pada Gambar 8, digunakan ketika poros mesin (poros yang digerakkan) dimulai atau diakhirkapan saja diinginkan tanpa mengganggu poros penggerak. Pulley yang dikunci ke

poros mesin dinamakan fast pulley dan berputar pada kecepatan yang sama seperti pada poros mesin. Loose pulley berputar secara bebas pada poros mesin dan tidak mampu mentransmisikan daya sedikitpun. Ketika poros mesin dihentikan, belt ditekan ke loose pulley oleh perlengkapan batang luncur (sliding bar).



Gambar 7.



Gambar 8.

3.3 Rasio kecepatan , slip, creep dari belt

Rasio antara kecepatan penggerak dan yang digerakkan dinamakan rasio kecepatan.

Ini dapat dinyatakan secara matematika sebagai berikut:

Misalkan: d_1 = Diameter pulley penggerak,

d_2 = Diameter pulley yang digerakkan,

N_1 = Putaran pulley penggerak, rpm

N_2 = Putaran pulley yang digerakkan, rpm

Panjang belt yang melalui pulley penggerak dalam satu menit = $\pi d_1 N_1$

Panjang belt yang melalui pulley yang digerakkan dalam satu menit = $\pi d_2 N_2$

Karena Panjang belt yang melalui pulley penggerak dalam satu menit sama dengan panjang belt yang melalui pulley yang digerakkan dalam satu menit, oleh karena itu:

$$\pi d_1 N_1 = \pi d_2 N_2$$

maka rasio kecepatan: $\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2}$ (3-1)

Slip dari belt

Dalam artikel sebelumnya telah dibahas bahwa gerak dari belt dan pulley mengasumsikan sebuah pegangan dengan gesekan yang kuat antar belt dan pulley. Tetapi kadang-kadang, gesekan menjadi tidak kuat. Ini mengakibatkan beberapa gerak ke depan dari pulley penggerak tanpa membawa belt. Kejadian ini dinamakan *slip dari belt* dan secara umum dinyatakan sebagai sebuah prosentase.

Hasil dari slip adalah menurunkan rasio kecepatan sistem. Slip dari belt adalah suatu fenomena yang biasa terjadi, jadi belt tidak akan pernah dipakai dimana sebuah rasio kecepatan adalah suatu yang penting (seperti pada kasus arloji).

Misalkan s_1 % = Slip antara pulley penggerak dengan belt,

s_2 % = Slip antara pulley yang digerakkan dengan belt

Kecepatan belt melewati pulley penggerak per detik adalah:

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi d_1 N_1}{60} - \frac{\pi d_1 N_1}{60} \times \frac{s_1}{100} \\ &= \frac{\pi d_1 N_1}{60} \left(1 - \frac{s_1}{100}\right) \end{aligned} \quad (i)$$

Kecepatan belt melewati pulley yang digerakkan per detik adalah:

$$\frac{\pi d_2 N_2}{60} = v - v \left(\frac{s_2}{100}\right) = v \left(1 - \frac{s_2}{100}\right)$$

Substitusi nilai v dari persamaan (i) menjadi:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_2 N_2}{60} &= \frac{\pi d_1 N_1}{60} \left(1 - \frac{s_1}{100}\right) \left(1 - \frac{s_2}{100}\right) \\ \frac{N_2}{N_1} &= \frac{d_1}{d_2} \left(1 - \frac{s_1}{100} - \frac{s_2}{100}\right) \quad \dots \left(\text{Neglecting } \frac{s_1 \times s_2}{100 \times 100}\right) \\ &= \frac{d_1}{d_2} \left[1 - \left(\frac{s_1 + s_2}{100}\right)\right] = \frac{d_1}{d_2} \left(1 - \frac{s}{100}\right) \end{aligned}$$

dimana $s = s_1 + s_2$

Jika ketebalan belt (t) diperhitungkan, maka:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1 + t}{d_2 + t} \left(1 - \frac{s}{100}\right) \quad (3-2)$$

Creep (merangkak) dari belt

Ketika belt melewati dari sisi slack (yang kendur) ke sisi tight (yang kencang), sebuah bagian tertentu dari belt memanjang dan mengerut lagi ketika belt melewati dari

sisi tight ke sisi slack. Akibat perubahan panjang ini, ada gerak relatif antara belt dan permukaan pulley. Gerak relatif ini diistilahkan sebagai *creep* (merangkak). Pengaruh total creep adalah menurunkan putaran pulley yang digerakkan. Dengan mempertimbangkan adanya creep, rasio kecepatan menjadi:

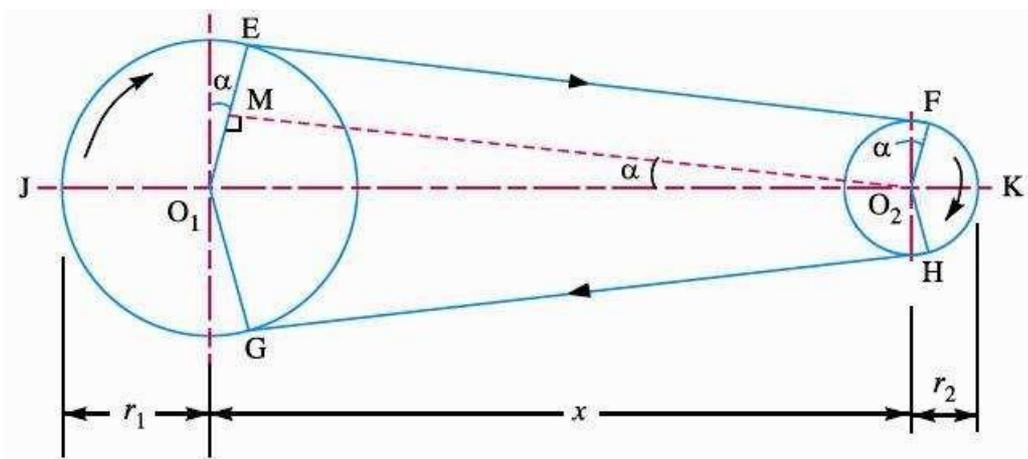
$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} \times \frac{E + \sqrt{\sigma_2}}{E + \sqrt{\sigma_1}}$$

dimana σ_1 dan σ_2 = Tegangan dalam belt pada sisi slack dan sisi tight,
 E = Modulus elastisitas material belt.

Catatan: Karena pengaruh dari creep adalah sangat kecil, oleh karena itu dapat diabaikan.

3.4 Panjang belt

Untuk belt terbuka, kedua pulley berputar pada arah yang sama seperti pada Gambar 9.



Gambar 9.

Misalkan r_1 dan r_2 = radius pulley terbesar dan pulley terkecil.

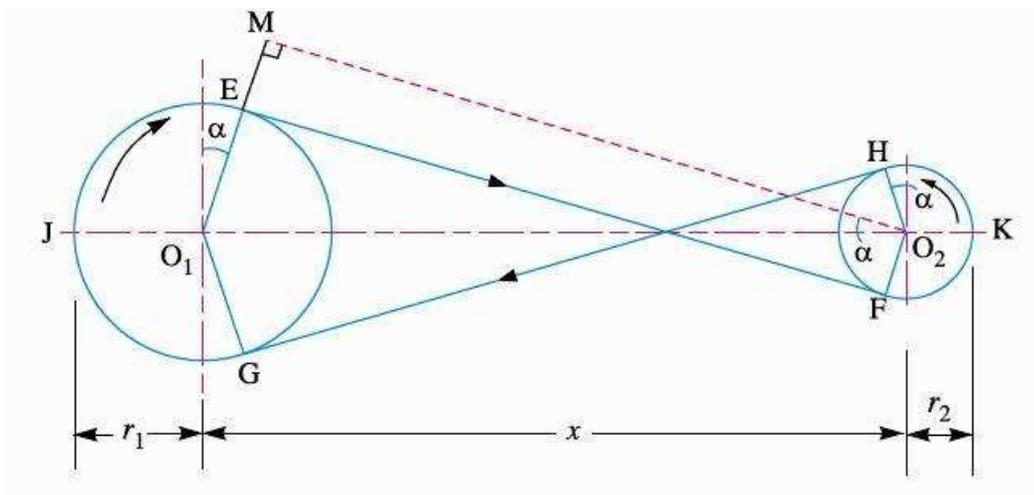
x = Jarak antara pusat dua pulley.

L = Total panjang belt.

Total panjang belt adalah:

$$\begin{aligned} L &= \pi (r_1 + r_2) + 2 \times \frac{(r_1 - r_2)}{x} (r_1 - r_2) + 2x - \frac{(r_1 - r_2)^2}{x} \\ &= \pi (r_1 + r_2) + \frac{2 (r_1 - r_2)^2}{x} + 2x - \frac{(r_1 - r_2)^2}{x} \\ &= \pi (r_1 + r_2) + 2x + \frac{(r_1 - r_2)^2}{x} \quad \text{(untuk radius pulley)} \quad (3-1) \\ &= \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + 2x + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4x} \quad \text{(untuk diameter pulley)} \end{aligned}$$

Untuk belt yang bersilangan, maka kedua pulley berputar dalam arah yang berlawanan seperti pada Gambar 10.



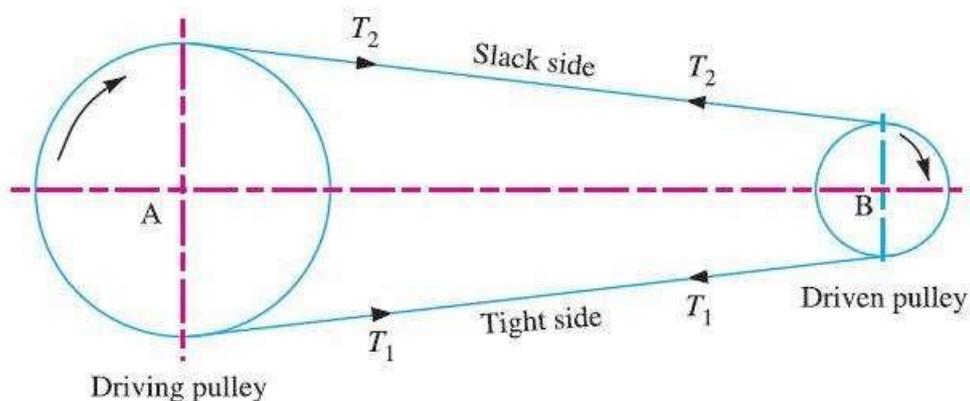
Gambar 10.

Total panjang belt adalah:

$$\begin{aligned}
 L &= \pi (r_1 + r_2) + 2 \times \frac{(r_1 + r_2)}{x} (r_1 + r_2) + 2x - \frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \\
 &= \pi (r_1 + r_2) + \frac{2 (r_1 + r_2)^2}{x} + 2x - \frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \\
 &= \pi (r_1 + r_2) + 2x + \frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \quad \text{(untuk radius pulley)} \quad (3-2) \\
 &= \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + 2x + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4x} \quad \text{(untuk diameter pulley)}
 \end{aligned}$$

3.5 Daya yang ditransmisikan oleh belt

Gambar 11 menunjukkan pulley penggerak A dan pulley yang digerakkan B. Pulley penggerak menarik belt dari satu sisi dan mengirim ke sisi lain. Nyata sekali tarukan pada sisi tight (yang kencang) lebih besar dari pada sisi slack (yang kendur) seperti pada Gambar 11.



Gambar 11.

Misalkan: T_1 dan T_2 = tarikan pada sisi tight (kencang) dan sisi slack (kendor) dari belt
 r_1 dan r_2 = radius pulley penggerak dan pulley yang digerakkan, dalam meter
 v = Kecepatan belt, dalam m/s.

Gaya penggerak efektif pada keliling pulley yang digerakkan adalah selisih antara dua tarikan (yaitu $T_1 - T_2$).

Jadi daya yang ditransmisikan = $(T_1 - T_2)v$ watt (3-3)

Torsi yang terjadi pada pulley penggerak = $(T_1 - T_2)r_1$

Torsi yang terjadi pada pulley yang digerakkan = $(T_1 - T_2)r_2$

3.6 Rasio tarikan untuk belt datar

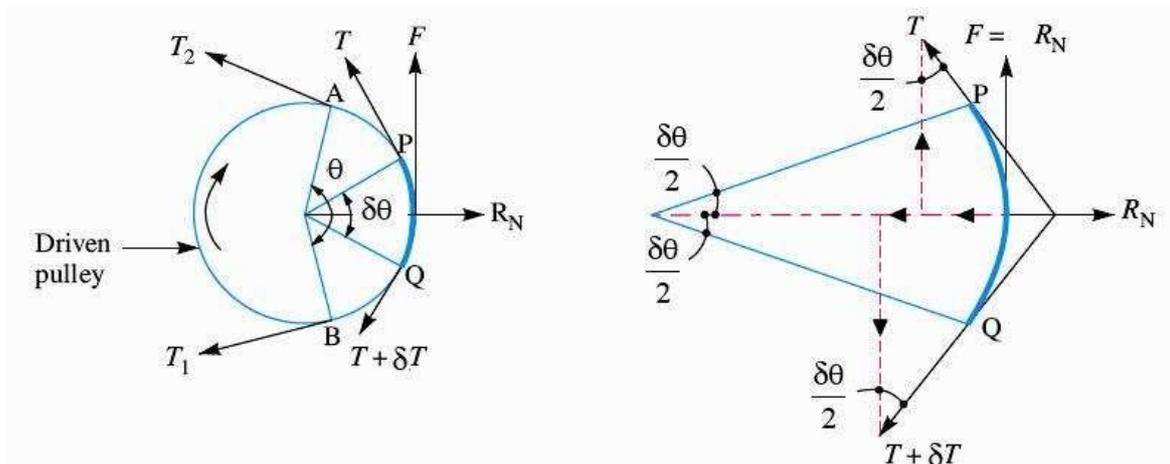
Sebuah pulley yang digerakkan berputar dalam arah cw (searah jarum jam) seperti pada Gambar 12.

Misalkan T_1 dan T_2 = tarikan pada sisi tight (kencang) dan sisi slack (kendor) dari belt

θ = Sudut kontak dalam radian.

Sekarang perhatikan bagian kecil dari belt PQ, sudut $\delta\theta$ pada pusat pulley seperti Gambar 12. Belt PQ dalam kesetimbangan di bawah gaya berikut:

1. Tarikan T dalam belt pada P,
2. Tarikan $(T + \delta T)$ dalam belt pada Q,
3. Reaksi normal R_N ,
4. Gaya gesek $F = \mu \times R_N$, dimana μ = koefisien gesek antara belt dan pulley.



Gambar 12.

Kesetimbangan gaya horizontal adalah:

$$R_N = (T + \delta T) \sin \frac{\delta\theta}{2} + T \sin \frac{\delta\theta}{2} \quad \dots(i)$$

Karena sudut $\delta\theta$ adalah sangat kecil maka dalam persamaan (i) $\sin \delta\theta/2 = \delta\theta/2$, sehingga:

$$R_N = (T + \delta T) \frac{\delta\theta}{2} + T \frac{\delta\theta}{2} = \frac{T \cdot \delta\theta}{2} + \frac{\delta T \cdot \delta\theta}{2} = \frac{T \cdot \delta\theta}{2}$$

$$= T\delta\theta \quad \dots\dots(ii)$$

dimana $\frac{\delta T \cdot \delta\theta}{2}$ diabaikan karena nilainya sangat kecil.

Kesetimbangan gaya vertikal adalah :

$$\mu \times R_N = (T + \delta T) \cos \frac{\delta\theta}{2} - T \cos \frac{\delta\theta}{2} \quad \dots(iii)$$

Karena sudut $\delta\theta$ adalah sangat kecil maka dalam persamaan (iii) $\cos \delta\theta/2 = 1$, sehingga:

$$\mu \times R_N = T + \delta T - T = \delta T \quad \text{or} \quad R_N = \frac{\delta T}{\mu} \quad \dots(iv)$$

Penyamaan nilai R_N dari persamaan (ii) dan (iv), diperoleh :

$$T \cdot \delta\theta = \frac{\delta T}{\mu} \quad \text{atau} \quad \frac{\delta T}{T} = \mu \cdot \delta\theta$$

Integral persamaan di atas antara batas T_1 dan T_2 dan dari 0 sampai θ , diperoleh :

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{\delta T}{T} = \mu \int_0^\theta \delta\theta$$

$$\log_e \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \quad \text{ata} \quad \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \theta} \quad \dots(v)$$

Persamaan (v) dapat dinyatakan dalam istilah hubungan algoritma berikut :

$$2.3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \quad (3-4)$$

Pernyataan di atas memberikan hubungan antara tarikan sisi tight dan sisi slack, dalam istilah koefisien gesek dan sudut kontak.

Catatan:

1. Jika kedua pulley berasal dari material yang sama maka:

$$\sin \alpha = \frac{r_1 - r_2}{x} \quad \dots\dots(\text{untuk belt terbuka})$$

$$= \frac{r_1 + r_2}{x} \quad \dots\dots(\text{untuk belt silang})$$

Sudut kontak (θ):

$$\theta = (180^\circ - 2\alpha) \frac{\pi}{180} \text{ rad} \quad \dots\dots(\text{untuk belt terbuka})$$

$$= (180^\circ + 2\alpha) \frac{\pi}{180} \text{ rad} \quad \dots\dots(\text{untuk belt silang})$$

2. Ketika pulley dibuat dari bahan yang berbeda (yaitu koefisien gesek pulley atau sudut kontak adalah berbeda), jadi desain menunjuk kepada pulley yang mana $\mu\theta$ adalah kecil.

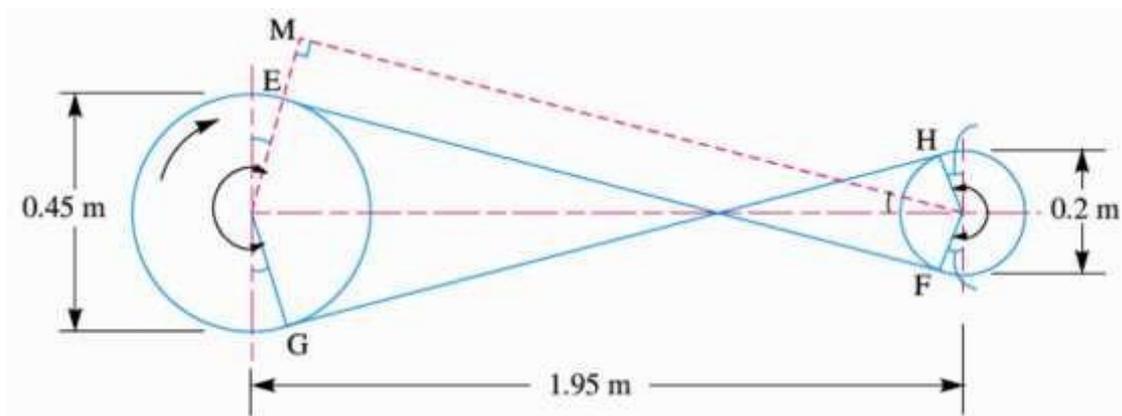
Contoh 1:

Dua buah pulley, yang satu berdiameter 450 mm dan yang lain berdiameter 200 mm, pada poros sejajar 1,95 m dihubungkan oleh belt silang. Tentukan panjang belt yang dibutuhkan dan sudut kontak antara belt dan setiap pulley.

Berapakah daya yang dapat ditransmisikan oleh belt ketika pulley terbesar berputar pada 200 rpm, jika tegangan maksimum yang diijinkan dalam belt adalah 1 kN, dan koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,25.

Penyelesaian:

Diketahui: $d_1 = 450 \text{ mm} = 0.45 \text{ m}$ or $r_1 = 0.225 \text{ m}$; $d_2 = 200 \text{ mm} = 0.2 \text{ m}$ or $r_2 = 0.1 \text{ m}$; $x = 1.95 \text{ m}$; $N_1 = 200 \text{ r.p.m.}$; $T_1 = 1 \text{ kN} = 1000 \text{ N}$; $\mu = 0.25$



Gambar 13.

Panjang belt adalah:

$$\begin{aligned}
 L &= \pi (r_1 + r_2) + 2x + \frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \\
 &= \pi (0.225 + 0.1) + 2 \times 1.95 + \frac{(0.225 + 0.1)^2}{1.95} \\
 &= 1.02 + 3.9 + 0.054 = 4.974 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Sudut kontak antara belt dan pulley untuk belt silang adalah:

$$\begin{aligned}
 \sin \alpha &= \frac{r_1 + r_2}{x} = \frac{0.225 + 0.1}{1.95} = 0.1667 \\
 \alpha &= 9.6^\circ \\
 \theta &= 180^\circ + 2\alpha = 180 + 2 \times 9.6 = 199.2^\circ \\
 &= 199.2 \times \frac{\pi}{180} = 3.477 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

Tarikan pada belt:

$$2.3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta = 0.25 \times 3.477 = 0.8693$$

$$\log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \frac{0.8693}{2.3} = 0.378 \quad \text{or} \quad \frac{T_1}{T_2} = 2.387$$

$$T_2 = \frac{T_1}{2.387} = \frac{1000}{2.387} = 419 \text{ N}$$

Kecepatan belt:

$$v = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0.45 \times 200}{60} = 4.713 \text{ m/s}$$

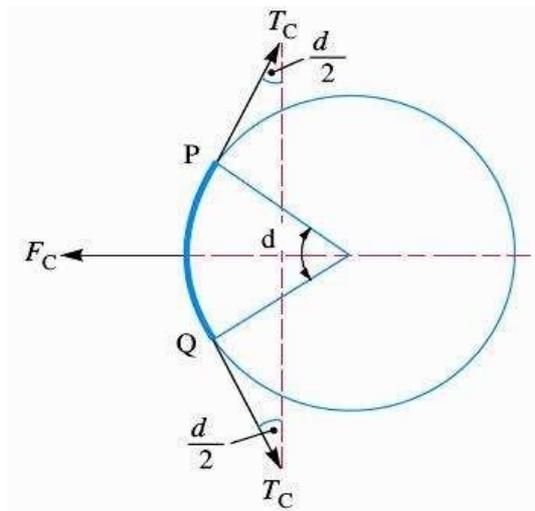
Daya yang ditransmisikan adalah:

$$P = (T_1 - T_2) v = (1000 - 419) 4.713 = 2738 \text{ W} = 2.738 \text{ kW}$$

3.7 Tarikan sentrifugal dan tarikan maksimum

Ketika belt berputar terus-menerus di atas pulley, maka pengaruh beberapa gaya sentrifugal mengakibatkan kenaikan tarikan pada sisi tight dan sisi slack. Tarikan yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal dinamakan *tarikan sentrifugal*. Pada kecepatan belt yang rendah (di bawah 10 m/s), tarikan sentrifugal adalah sangat kecil, tetapi pada kecepatan belt yang besar (di atas 10 m/s), pengaruhnya harus dipertimbangkan.

Perhatikan bagian kecil PQ dari belt dengan sudut $d\theta$ pada pusat pulley, seperti pada Gambar 14.



Gambar 14.

Misalkan m = massa belt per unit panjang, kg.

v = kecepatan linier belt, m/s.

r = radius pulley, m.

T_C = tarikan sentrifugal secara tangensial pada P dan Q, Newton.

Jadi tarikan sentrifugal pada belt adalah:

$$T_C = m \cdot v^2 \tag{3-5}$$

Tarikan maksimum pada belt

Tarikan maksimum pada belt (T) adalah sama dengan tarikan total pada sisi tight dari belt.

Misalkan: σ = Tegangan maksimum yang aman,

b = Lebar belt,

t = Ketebalan belt.

Tarikan maksimum dalam belt adalah:

$$\begin{aligned} T &= \text{Tegangan maksimum} \times \text{Luas penampang belt} \\ &= \sigma \cdot b \cdot t \end{aligned}$$

Jika tarikan sentrifugal diabaikan, maka tarikan maksimum: $T = T_1$

Jika tarikan sentrifugal diperhitungkan, maka tarikan maksimum: $T = T_1 + T_C$ (3-6)

Untuk daya yang maksimum, maka: $T = 3T_C$ (3-7)

Contoh 2:

Sebuah belt terbuat dari kulit berukuran 9mm x 250mm digunakan untuk menggerakkan pulley besi cor berdiameter 900mm pada putaran 336 rpm. Jika sudut kontak pada pulley terkecil adalah 120° dan tegangan pada sisi tight (kencang) adalah 2 MPa, tentukan kapasitas daya belt. Density kulit adalah 980 kg/m^3 , dan koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,35.

Penyelesaian:

Diketahui: $t = 9 \text{ mm} = 0.009 \text{ m}$; $b = 250 \text{ mm} = 0.25 \text{ m}$; $d = 900 \text{ mm} = 0.9 \text{ m}$;
 $N = 336 \text{ r.p.m}$; $\theta = 120^\circ = 120 \times \frac{\pi}{180} = 2.1 \text{ rad}$; $\sigma = 2 \text{ MPa} = 2 \text{ N/mm}^2$; $\rho = 980 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 0.35$

Kecepatan belt adalah:

$$v = \frac{\pi d N}{60} = \frac{\pi \times 0.9 \times 336}{60} = 15.8 \text{ m/s}$$

Luas penampang belt adalah:

$$a = b \cdot t = 9 \times 250 = 2250 \text{ mm}^2$$

Tarikan maksimum pada sisi tight belt adalah:

$$T = T_{t1} = \sigma \cdot a = 2 \times 2250 = 4500 \text{ N}$$

Massa belt per panjang adalah:

$$\begin{aligned} m &= \text{Area} \times \text{length} \times \text{density} = b \cdot t \cdot l \cdot \rho = 0.25 \times 0.009 \times 1 \times 980 \text{ kg/m} \\ &= 2.2 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Tarikan sentrifugal adalah:

$$T_C = m \cdot v^2 = 2.2 (15.8)^2 = 550 \text{ N}$$

keterangan: $T_C = m \cdot v^2 = \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2$ or N ...($\because 1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2$)

Tarikan pada sisi tight belt adalah:

$$T_1 = T - T_C = 4500 - 550 = 3950 \text{ N}$$

Tarikan pada sisi slack belt adalah:

$$2.3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta = 0.35 \times 2.1 = 0.735$$

$$\log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \frac{0.735}{2.3} = 0.3196 \quad \text{ata} \quad \frac{T_1}{T_2} = 2.085$$

$$T_2 = \frac{T_1}{2.085} = \frac{3950}{2.085} = 1895 \text{ N}$$

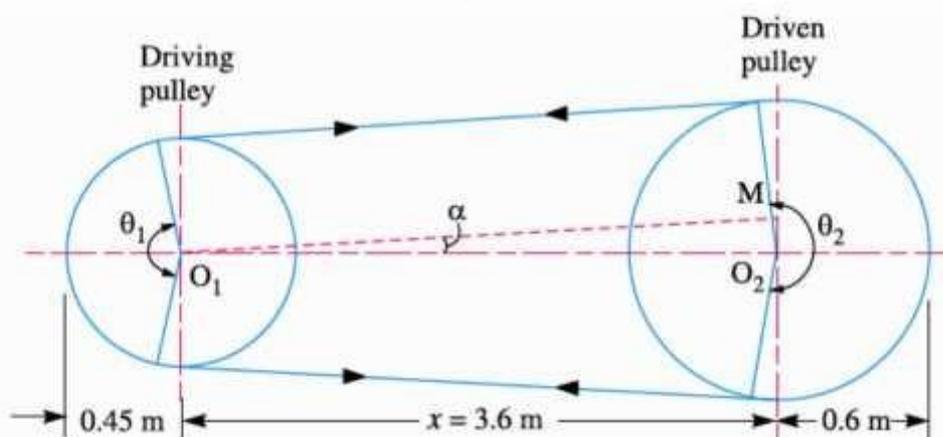
Kapasitas daya dari belt adalah:

$$P = (T_1 - T_2) v = (3950 - 1895) 15.8 = 32\,470 \text{ W} = 32.47 \text{ kW}$$

Contoh 3:

Rancanglah sebuah belt untuk mentransmisikan daya 110 kW untuk sebuah sistem yang terdiri dari dua pulley berdiameter 0,9m dan 1,2m, jarak antara pusat adalah 3,6m, kecepatan belt 20 m/s, koefisien gesek ,3, slip 1,2 % pada setiap pulley dan gesekan yang hilang pada setiap poros 5 %, over load (beban lebih) 20 %. Penyelesaian:

Diketahui: $P = 110 \text{ kW} = 110 \times 10^3 \text{ W}$; $d_1 = 0.9 \text{ m}$ or $r_1 = 0.45 \text{ m}$; $d_2 = 1.2 \text{ m}$ or $r_2 = 0.6 \text{ m}$; $x = 3.6 \text{ m}$; $v = 20 \text{ m/s}$; $\mu = 0.3$; $s_1 = s_2 = 1.2\%$



Gambar 15.

Putaran belt pada pulley terkecil (pulley penggerak) adalah:

$$v = \frac{\pi d_1 \cdot N_1}{60} \left(1 - \frac{s_1}{100}\right) \quad (\text{lihat rumus slip pada belt di atas})$$

$$20 = \frac{\pi d_1 \cdot N_1}{60} \left(1 - \frac{s_1}{100}\right) = \frac{\pi \times 0.9 N_1}{60} \left(1 - \frac{1.2}{100}\right) = 0.0466 N_1$$

$$N_1 = 20 / 0.0466 = 430 \text{ r.p.m.}$$

Putaran belt pada pulley terbesar (pulley yang digerakkan) adalah:

$$\frac{\pi d_2 \cdot N_2}{60} = v \left(1 - \frac{s_2}{100}\right) \quad (\text{lihat rumus slip pada belt di atas})$$

$$\frac{\pi \times 1.2 \times N_2}{60} = 20 \left(1 - \frac{1.2}{100}\right) = 19.76$$

$$N_2 = \frac{19.76 \times 60}{\pi \times 1.2} = 315 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Torsi pada poros (pulley besar)} = \frac{\text{Power transmitted} \times 60}{2 \pi N_2} = \frac{110 \times 10^3 \times 60}{2 \pi \times 315} = 3334 \text{ N-m}$$

Karena ada gesekan 5% yang hilang pada setiap poros, oleh karena itu torsi pada poros:

$$\text{Torsi} = 1,05 \cdot 3334 = 3500 \text{ N-m}$$

Karena belt didesain untuk 20% beban lebih, oleh karena itu torasinya menjadi:

$$\text{Torsi maksimum} = 1,2 \cdot 3500 = 4200 \text{ N-m}$$

Misalkan T_1 = Tarikan pada sisi tight dari belt,

T_2 = Tarikan pada sisi slack dari belt.

$$\text{Torsi pada poros (driven pulley)} = (T_1 - T_2) r_2 = (T_1 - T_2) 0.6 = 0.6 (T_1 - T_2) \text{ N-m}$$

Persamaan untuk torsi :

$$0.6 (T_1 - T_2) = 4200$$

$$T_1 - T_2 = 4200 / 0.6 = 7000 \text{ N} \quad \dots(i)$$

Sudut kontak dari belt pada pulley terkecil adalah:

$$\sin \alpha = \frac{O_2 M}{O_1 O_2} = \frac{r_2 - r_1}{x} = \frac{0.6 - 0.45}{3.6} = 0.0417 \quad \text{or} \quad \alpha = 2.4^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\alpha = 180 - 2 \times 2.4 = 175.2^\circ = 175.2 \times \frac{\pi}{180} = 3.06 \text{ rad}$$

Tarikan T_1 dan T_2 dapat ditentukan dengan rumus:

$$2.3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta_1 = 0.3 \times 3.06 = 0.918$$

$$\log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \frac{0.918}{2.3} = 0.3991 \quad \text{ata} \quad \frac{T_1}{T_2} = 2.51 \quad \dots(ii)$$

Dari persamaan (i) dan (ii) diperoleh $T_1 = 11\,636\text{ N}$; and $T_2 = 4636\text{ N}$

Misalkan : $\sigma =$ Tegangan yang aman untuk belt = $2,5\text{ MPa} = 2,5 \cdot 10^6\text{ N/m}^2$ (asumsi)
 $t =$ Tebal belt = $15\text{ mm} = 0,015\text{ m}$ (asumsi)
 $b =$ Lebar belt, m.

Karena kecepatan belt melebihi 10 m/s , oleh karena itu tarikan sentrifugal harus diperhitungkan. Density belt kulit diasumsikan 1000 kg/m^3 .

Maka massa belt per panjang meter adalah:

$$m = \text{Area} \times \text{length} \times \text{density} = b \times t \times l \times \rho \\ = b \times 0,015 \times 1 \times 1000 = 15 b\text{ kg/m}$$

Tarikan sentrifugal adalah :

$$T_C = m \cdot v^2 = 15 b (20)^2 = 6000 b\text{ N}$$

Tarikan maksimum belt untuk menentukan lebar belt :

$$T = T_1 + T_C = \sigma \cdot b \cdot t \\ 11\,636 + 6000 b = 2,5 \times 10^6 \times b \times 0,015 = 37\,500 b \\ 37\,500 b - 6000 b = 11\,636 \\ b = 0,37\text{ m} = 370\text{ mm}$$

Panjang belt menjadi :

$$L = \pi (r_2 + r_1) + 2x + \frac{(r_2 - r_1)^2}{x} \\ = \pi (0,6 + 0,45) + 2 \times 3,6 + \frac{(0,6 - 0,45)^2}{3,6} \\ = 3,3 + 7,2 + 0,006 = 10,506\text{ m}$$

Latihan I :

1. Sebuah poros mesin berputar pada 120 rpm diperlukan untuk menggerakkan poros pompa dengan memakai belt. Pulley pada poros mesin (penggerak) berdiameter 2 m dan pulley pada poros pompa (yang digerakkan) berdiameter 1 m . Jika ketebalan belt 5 mm , tentukan putaran poros mesin, ketika:
a. Tidak ada slip, b. Ada slip 3% .
2. Sebuah pulley digerakkan oleh belt datar pada kecepatan 600 m/menit . Koefisien gesek antara pulley dan belt adalah $0,3$ dan sudut kontak adalah 160° . Jika tarikan maksimum belt adalah 700 N , tentukan daya yang ditransmisikan oleh belt.
3. Tentukan lebar belt yang digunakan untuk mentransmisikan daya 10 kW ke sebuah pulley berdiameter 300 mm , jika pulley berputar 1600 rpm dan koefisien gesek

antara belt dan pulley adalah 0,22. Asumsikan sudut kontak 210° dan tarikan maksimum tidak melebihi 8 N/mm lebar.

- Sebuah belt kulit lebarnya 125 mm dan ketebalan 6 mm, mentransmisikan daya dari sebuah pulley dengan diameter 750 mm yang berputar pada putaran 500 rpm, Sudut kontak adalah 150° dan koefisien gesek 0,3. Jika massa 1 m^3 dari kulit adalah 1000 kg dan tegangan dalam belt tidak melebihi $2,75 \text{ MN/m}^2$, tentukan daya maksimum yang dapat ditransmisikan.

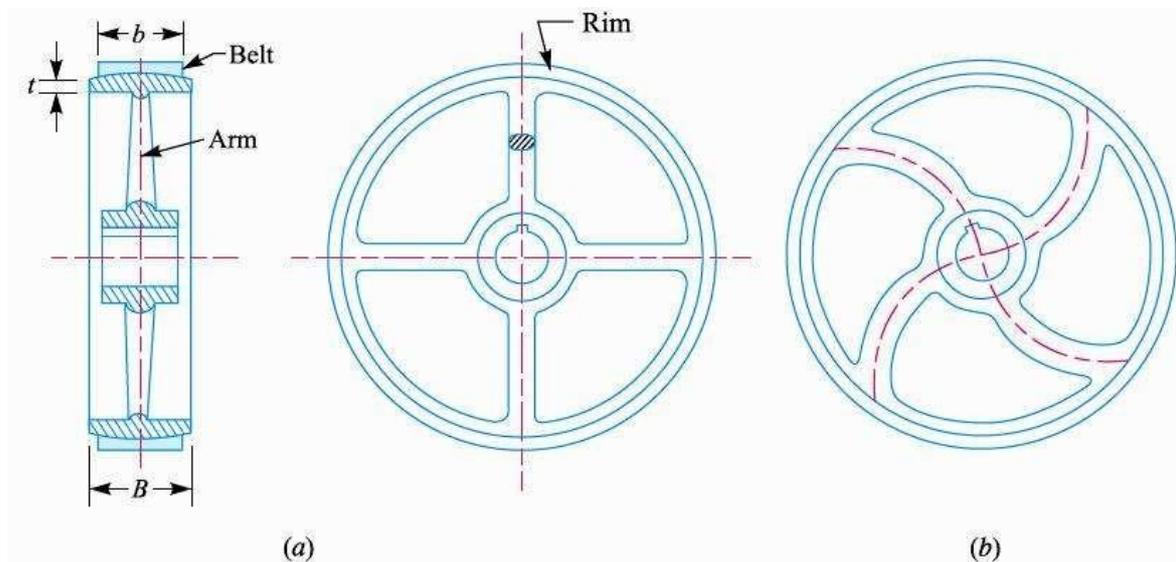
3.8 Pulley untuk belt datar

Pulley digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros satu ke poros lain dengan memakai belt datar, V-belt, atau tali. Karena rasio kecepatan adalah rasio kebalikan dari diameter pulley penggerak dan pulley yang digerakkan, oleh karena itu diameter pulley dipilih secara teliti agar diperoleh rasio kecepatan yang diinginkan.

Pulley dibuat dari besi cor, baja cor, kayu dan kertas. Bahan cor mempunyai sifat keausan dan gesekan yang baik. Tetapi yang banyak dipakai adalah pulley besi cor.

3.9 Desain pulley besi cor

Pulley yang umum dipakai adalah pulley besi cor karena biayanya rendah. Bentuk pulley dapat dilihat pada Gambar 16.



Gambar 16: Pulley besi cor

1. Dimensi pulley

- Diameter pulley (D), dapat diperoleh dari rasio kecepatan atau tegangan sentrifugal.

Tegangan sentrifugal pinggiran (rim) pulley adalah:

$$\sigma_t = \rho \cdot v^2$$

dimana ρ = density material pulley = 7200 kg/m³ untuk besi cor,
 v = kecepatan pulley = $\pi \cdot D \cdot N / 60$,
 D = diameter pulley,
 N = putaran pulley

Berikut ini adalah diameter pulley untuk belt datar dan V-belt dalam satuan mm:

20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 5400.

Diameter pulley dari 20 sampai 36 mm digunakan hanya untuk pulley pada V-belt.

- Jika lebar belt diketahui, maka lebar pulley (B) diambil 25% lebih besar dari pada lebar belt.

$$B = 1,25 b \text{ dimana } b = \text{lebar belt.}$$

Tabel 3: Standar lebar pulley

Belt width in mm	Width of pulley to be greater than belt width by (mm)
upto 125	13
125-250	25
250-375	38
475-500	50

- Ketebalan pulley (t) bervariasi dari:

$$\frac{D}{300} + 2mm \text{ sampai } \frac{D}{200} + 3mm \text{ untuk belt tunggal dan}$$

$$\frac{D}{200} + 6mm \text{ untuk belt ganda.}$$

2. Dimensi arm (lengan/pelek)

- Jumlah arm (lengan/pelek) dapat diambil 4 untuk pulley berdiameter 200 mm – 600 mm dan berjumlah 6 untuk pulley berdiameter 600 mm – 1500 mm.
- Panampang arm biasanya elip dengan sumbu mayor (a_1) sama dengan dua kali sumbu minor (b_1).

Misalkan T = Torsi yang ditransmisikan,

R = Radius pulley,

n = jumlah arm.

Beban tangensial per arm adalah:

$$W_T = \frac{T}{R \times n / 2} = \frac{2T}{R \cdot n}$$

Momen bending arm pada ujung hub adalah:

$$M = \frac{2 T}{R \times n} \times R = \frac{2 T}{n}$$

Section modulus adalah:

$$Z = \frac{\pi}{32} \times b_1 (a_1)^2$$

Dengan menggunakan hubungan : $\sigma_t = \frac{M}{Z}$, maka penampang arm dapat diperoleh.

- Arm dibuat tirus dari hub sampai rim (pinggiran). Ketirusan biasanya 1/48 sampai 1/32.

3. *Dimensi hub*

- Diameter hub (d_1) dalam istilah diameter poros (d) dapat ditetapkan oleh rumus berikut:

$$d_1 = 1,5d + 25 \text{ mm Diameter}$$

hub tidak boleh melebihi $2.d$

- Panjang hub,

$$L = \frac{\pi}{2} d$$

Panjang minimum hub = $\frac{2}{3} B$, tetapi tidak boleh melebihi lebar pulley (B).

Contoh 4:

Sebuah pulley besi cor mentransmisikan daya 20 kW pada 300 rpm. Diameter pulley 550 mm dan mempunyai empat arm (lengan) lurus berpenampang elip yang mana sumbu mayor adalah dua kali sumbu minor. Tentukan dimensi arm jika tegangan bending yang diijinkan 15 MPa.

Penyelesaian:

Diketahui : $P = 20 \text{ kW} = 20 \times 10^3 \text{ W}$; $N = 300 \text{ r.p.m.}$; $*d = 550 \text{ mm}$; $n = 4$; $\sigma_b = 15 \text{ MPa} = 15 \text{ N/mm}^2$

Torsi yang ditransmisikan oleh pulley adalah:

$$T = \frac{P \times 60}{2 \pi N} = \frac{20 \times 10^3 \times 60}{2 \pi \times 300} = 636 \text{ N-m}$$

Momen bending maksimum per arm pada ujung hub adalah:

$$\begin{aligned} M &= \frac{2 T}{n} = \frac{2 \times 636}{4} \\ &= 318 \text{ N-m} = 318 \times 10^3 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

dan section modulus:

$$Z = \frac{\pi}{32} \times b_1 (a_1)^2 = \frac{\pi}{32} \times b_1 (2b_1)^2$$

$$= \frac{\pi (b_1)^3}{8}$$

Sumbu mayor dan sumbu minor adalah:

$$15 = \frac{M}{Z} = \frac{318 \times 10^3 \times 8}{\pi (b_1)^3} = \frac{810 \times 10^3}{(b_1)^3}$$

$$(b_1)^3 = 810 \times 10^3 / 15 = 54 \times 10^3 \quad \text{ata} \quad b_1 = 37.8 \text{ mm}$$

$$a_1 = 2 b_1 = 2 \times 37.8 = 75.6 \text{ mm}$$

Contoh 5:

Sebuah pulley berdiameter 0,9 m berputar pada 200 rpm untuk mentransmisikan daya 7,5 kW. Tentukan lebar belt kulit jika tarikan maksimum tidak melebihi 145 N per 10 mm lebar. Tarikan pada sisi tight adalah dua kali pada sisi slack dari belt. Tentukan diameter poros dan dimensi pulley, asumsikan bahwa pulley mempunyai arm (lengan) 6 buah.

Tegangan geser maksimum tidak melebihi 63 MPa. Penyelesaian:

Diketahui: $D = 0.9 \text{ m}$; $N = 200 \text{ r.p.m.}$; $P = 7.5 \text{ kW} = 7500 \text{ W}$; $T = 145 \text{ N}$
 $T_1 = 2T_2$; $n = 6$; $\tau = 63 \text{ MPa} = 63 \text{ N/mm}^2$

Kecepatan pulley atau belt adalah:

$$v = \frac{\pi D.N}{60} = \frac{\pi \times 0.9 \times 200}{60} = 9.426 \text{ m/s}$$

Daya yang ditransmisikan untuk mencari T_1 dan T_2 adalah :

$$7500 = (T_1 - T_2) v$$

$$= (T_1 - T_2) 9.426$$

$$T_1 - T_2 = 7500 / 9.426 = 796 \text{ N}$$

$$2T_2 - T_2 = 796 \text{ N}$$

$$\dots (\because T_1 = 2T_2)$$

$$T_2 = 796 \text{ N} ;$$

$$T_1 = 2T_2 = 2 \times 796 = 1592 \text{ N}$$

Lebar belt :

tarikan maksimu 145 N/10mm lebar atau 14,5 N/mm lebar, oleh karena itu lebar belt menjadi:

$$b = T_1 / 14.5 = 1592 / 14.5 = 109.8 \text{ mm}$$

Standar lebar belt adalah 112 mm

Diameter poros

Misalkan d = Diameter poros,

Torsi yang ditransmisikan poros adalah:

$$T = \frac{P \times 60}{2 \pi N} = \frac{7500 \times 60}{2 \pi \times 200} = 358 \text{ N-m} = 358\,000 \text{ N-mm}$$

Persamaan torsi untuk menentukan diameter poros:

$$358\,000 = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 63 \times d^3 = 12.4 d^3$$
$$d^3 = 358\,000 / 12.4 = 28\,871 \text{ ata } d = 30.67 \approx 35 \text{ mm}$$

Dimensi pulley

1. Lebar dan ketebalan pulley

Karena lebar belt = 112 mm, oleh karena itu lebar pulley adalah:

$$B = 112 + 13 = 125 \text{ mm}$$

Ketebalan pinggiran pulley untuk belt tunggal adalah:

$$t = \frac{D}{300} + 2 \text{ mm} = \frac{900}{300} + 2 = 5 \text{ mm}$$

2. Dimensi arm (lengan)

Diasumsikan penampang arm berbentuk elip dengan sumbu mayor sama dengan dua kali sumbu minor.

$$a_1 = 2b_1$$

Momen bending maksimum arm pada ujung hub adalah:

$$M = \frac{2T}{n} = \frac{2 \times 358\,000}{6} = 119\,333 \text{ N-mm}$$

Section modulus:

$$Z = \frac{\pi}{32} \times b_1 (a_1)^2 = \frac{\pi}{32} \times b_1 (2b_1)^2 = 0.393 (b_1)^3$$

Asumsi arm dari besi cor yang mana tegangan tarik diambil 15 N/mm^2 . Rumus tegangan tarik (σ_t) untuk menentukan sumbu mayor dan minor:

$$15 = \frac{M}{Z} = \frac{119\,333}{0.393 \times (b_1)^3} = \frac{303\,646}{(b_1)^3}$$
$$(b_1)^3 = 303\,646 / 15 = 20\,243 \text{ ata } b_1 = 27.3 \approx 30 \text{ mm}$$
$$a_1 = 2 b_1 = 2 \times 30 = 60 \text{ mm}$$

Dimensi Hub:

Diameter hub = $2d = 2 \times 35 = 70 \text{ mm}$

$$\text{Panjang hub} = \frac{\pi}{2} \times d = \frac{\pi}{2} \times 35 = 55 \text{ mm}$$

Karena panjang hub tidak boleh lebih rendah dari pada $\frac{2}{3} B$, maka panjang hub adalah:

$$= \frac{2}{3} \times B = \frac{2}{3} \times 125 = 83.3 \approx 85 \text{ mm}$$

Latihan II:

1. Rancanglah sebuah pulley besi cor untuk mentransmisikan 20 kW pada 300rpm. Diameter pulley 500 mm dan sudut kontak 180° . Pulley mempunyai empat arm berpenampang elip dengan sumbu mayor dua kali sumbu minor. Koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,3. tarikan yang diijinkan per meter lebar belt adalah 2,5 N. Tegangan yang diijinkan bisa diambil:
Tegangan geser untuk material poros = 50 Mpa, dan
Tegangan bending untuk arm pulley = 15 MPa.
2. Sebuah pulley besi cor mentransmisikan daya 7,5 kW pada 400 rpm. Penggerak belt adalah vertical dan sudut kontak diambil 180° . Tentukan:
 - a. Diameter pulley. Density besi cor = 7200 kg/m^3 .
 - b. Lebar belt, jika koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,25.
 - c. Diameter poros, jika jarak pusat pulley dari bantalan = 300mm.
 - d. Dimensi pasak untuk mengunci pulley ke poros.
 - e. Ukuran arm yang berjumlah 6.

Bentuk dari arm adalah elip, sumbu mayor dua kali sumbu minor. Tegangan berikut dapat diambil untuk perancangan:

Poros dan pasak : Tarik = 80 MPa

Geser = 50 MPa

Belt : Tarik = 2,5 MPa

Pinggiran Pulley : Tarik = 4,5 MPa

Arm pulley : Tarik = 15 MPa

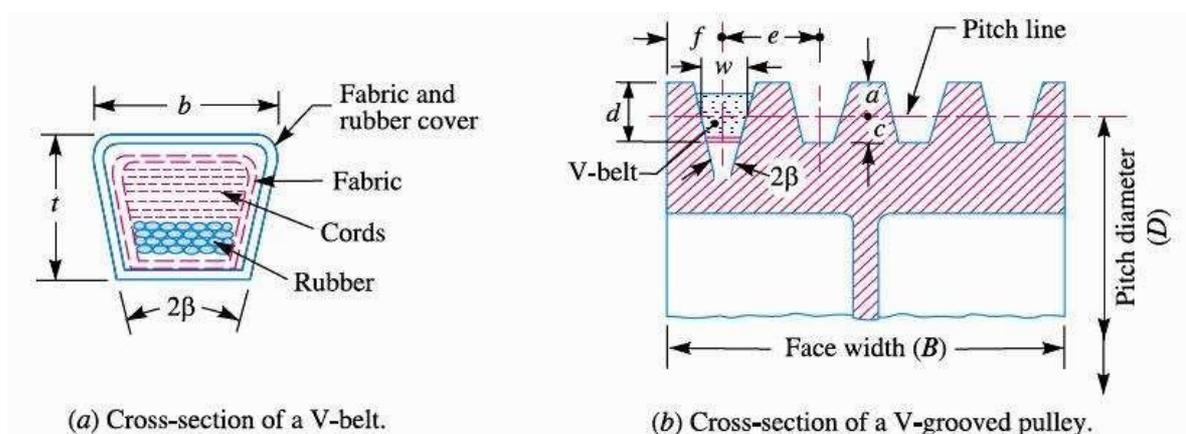
BAB IV

V-BELT DAN PULLEY

4.1 Pendahuluan

V-belt lebih banyak digunakan pada bengkel-bengkel dan pabrik-pabrik dimana sejumlah besar daya yang ditransmisikan dari pulley satu ke pulley lain jarak antar pulley adalah sangat dekat.

V-belt dibuat dari rajutan benang (fabric) dan tali (cord) yang didalamnya terdapat karet (rubber) dan ditutup dengan fabric dan karet seperti ditunjukkan pada Gambar 1 (a). Belt dicetak ke sebuah bentuk trapezoidal (bentuk penampangnya) dan dibuat tidak berujung. V-belt sangat cocok untuk transmisi jarak pendek. Sudut untuk V-belt biasanya dari 30° sampai 40° . Daya yang ditransmisikan diakibatkan oleh aksi desak (wedging) antara belt dan alur V dalam pulley.



Gambar 1: Penampang V-belt dan alur V pada pulley

Celah (clearance) harus diberikan pada bagian bawah alur seperti ditunjukkan pada Gambar 1 (b), agar mencegah goresan pada bagian bawah yang bisa menjadikan penipisan karena aus. Untuk menaikkan daya out put, V-belt dioperasikan secara berganda (side by side). Ini perlu dicatat bahwa dalam V-belt ganda, seluruh belt membentang pada laju yang sama sehingga beban yang diberikan juga sama pada setiap belt.

4.2 Tipe V-belt dan pulley

Menurut standar India (IS:2494-1974), V-belt dibuat dalam lima tipe yaitu A,B,C,D, dan E. Dimensi untuk V-belt standar ditunjukkan pada Tabel 1. Pulley untuk V-belt dibuat dari besi cor atau baja untuk menurunkan berat. Dimensi untuk standar pulley alur-V ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 1: Dimensi standar V-belt menurut IS:2494-1974

Type of belt	Power ranges in kW	Minimum pitch diameter of pulley (D) mm	Top width (b) mm	Thickness (t) mm	Weight per metre length in newton
A	0.7 – 3.5	75	13	8	1.06
B	2 – 15	125	17	11	1.89
C	7.5 – 75	200	22	14	3.43
D	20 – 150	355	32	19	5.96
E	30 – 350	500	38	23	–

Tabel 2: Dimensi standar pulley alur-V menurut IS:2494-1974.

Type of belt	w	d	a	c	f	e	No. of sheave grooves (n)	Groove angle (2β) in degrees
A	11	12	3.3	8.7	10	15	6	32, 34, 38
B	14	15	4.2	10.8	12.5	19	9	32, 34, 38
C	19	20	5.7	14.3	17	25.5	14	34, 36, 38
D	27	28	8.1	19.9	24	37	14	34, 36, 38
E	32	33	9.6	23.4	29	44.5	20	–

Note : Face width (B) = (n – 1) e + 2 f

Menurut IS: 2494-1974, panjang kisar didefinisikan sebagai panjang keliling dari belt yang diukur pada sumbu netral belt.

Tabel 3: Standar panjang kisar dari V-belt menurut IS:2494-1974

Type of belt	Standard pitch lengths of V-belts in mm
A	645, 696, 747, 823, 848, 925, 950, 1001, 1026, 1051, 1102 1128, 1204, 1255, 1331, 1433, 1458, 1509, 1560, 1636, 1661, 1687, 1763, 1814, 1941, 2017, 2068, 2093, 2195, 2322, 2474, 2703, 2880, 3084, 3287, 3693.
B	932, 1008, 1059, 1110, 1212, 1262, 1339, 1415, 1440, 1466, 1567, 1694, 1770, 1821, 1948, 2024, 2101, 2202, 2329, 2507, 2583, 2710, 2888, 3091, 3294, 3701, 4056, 4158, 4437, 4615, 4996, 5377.
C	1275, 1351, 1453, 1580, 1681, 1783, 1834, 1961, 2088, 2113, 2215, 2342, 2494, 2723, 2901, 3104, 3205, 3307, 3459, 3713, 4069, 4171, 4450, 4628, 5009, 5390, 6101, 6863, 7625, 8387, 9149.
D	3127, 3330, 3736, 4092, 4194, 4473, 4651, 5032, 5413, 6124, 6886, 7648, 8410, 9172, 9934, 10 696, 12 220, 13 744, 15 268, 16 792.
E	5426, 6137, 6899, 7661, 8423, 9185, 9947, 10 709, 12 233, 13 757, 15 283, 16 805.

4.3 Keuntungan dan kerugian V-belt

Keuntungan V-belt:

1. Penggerak V-belt lebih kokoh akibat jarak yang pendek diantara pusat pulley.
2. Gerakan adalah pasti, karena slip antara belt dan alur pulley diabaikan.
3. Karena V-belt dibuat tanpa ujung dan tidak ada gangguan sambungan, oleh karena itu pergerakan menjadi halus.
4. Mempunyai umur yang lebih lama, yaitu 3 sampai 5 tahun.
5. Lebih mudah dipasang dan dibongkar.
6. Belt mempunyai kemampuan untuk melindungi beban kejut ketika mesin di-start.
7. Mempunyai rasio kecepatan yang tinggi (maksimum 10).
8. Aksi desak belt dalam alur memberikan nilai rasio tarikan yang tinggi. Oleh karena itu daya yang ditransmisikan oleh V-belt lebih besar dari pada belt datar untuk koefisien gesek, sudut kontak dan tarikan yang sama dalam belt.
9. V-belt dapat dioperasikan dalam berbagai arah, dengan sisi tight belt pada bagian atas atau bawah. Posisi garis pusat bisa horizontal, vertical atau miring.

Kerugian V-belt:

1. V-belt tidak bisa digunakan untuk jarak pusat yang panjang, karena berat per unit panjang yang besar.
2. V-belt tidak bisa tahan lama sebagaimana pada belt datar.
3. Konstruksi pulley untuk V-belt lebih rumit dari pada pulley dari belt datar.
4. Karena V-belt mendapat sejumlah creep tertentu, oleh karena itu tidak cocok untuk penerapan kecepatan konstan.
5. Umur belt sangat dipengaruhi oleh perubahan temperature, tarikan belt yang tidak tepat dan panjang belt yang tidak seimbang.
6. Tarikan sentrifugal mencegah penggunaan V-belt pada kecepatan di bawah 5 m/s dan di atas 50 m/s.

4.4 Rasio Tarikan untuk V-belt

Sebuah V-belt dengan sebuah alur pulley ditunjukkan pada Gambar 2.

Misalkan R_1 = Reaksi normal antara belt dan sisi alur.

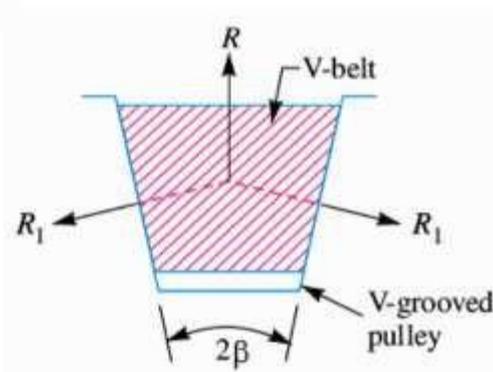
R = Total reaksi pada bidang alur.

μ = Koefisien gesek antara belt dan sisi alur.

Reaksi secara vertikal adalah $R = R_1 \sin \beta + R_1 \sin \beta = 2R_1 \sin \beta$

atau

$$R_1 = \frac{R}{2 \sin \beta}$$



Gambar 2: Reaksi pada alur V

$$\text{Gaya gesek} = 2 \mu \cdot R_1 = 2 \mu \times \frac{R}{2 \sin \beta} = \frac{\mu \cdot R}{\sin \beta} = \mu \cdot R \cdot \text{cosec } \beta$$

Perhatikan bagian kecil dari belt seperti pada BAB III, sudut $\delta\theta$ pada bagian pusat, tarikan pada satu sisi T dan sisi lain $(T + \delta T)$. Dengan cara yang sama bisa diperoleh tahanan gesek yang sama dengan $\mu \cdot R \cdot \text{cosec } \beta$ menggantikan $\mu \cdot R$. Jadi hubungan antar T_1 dan T_2 , untuk V-belt menjadi:

$$2.3 \log (T_1 / T_2) = \mu \cdot \theta \text{ cosec } \beta$$

Contoh 1:

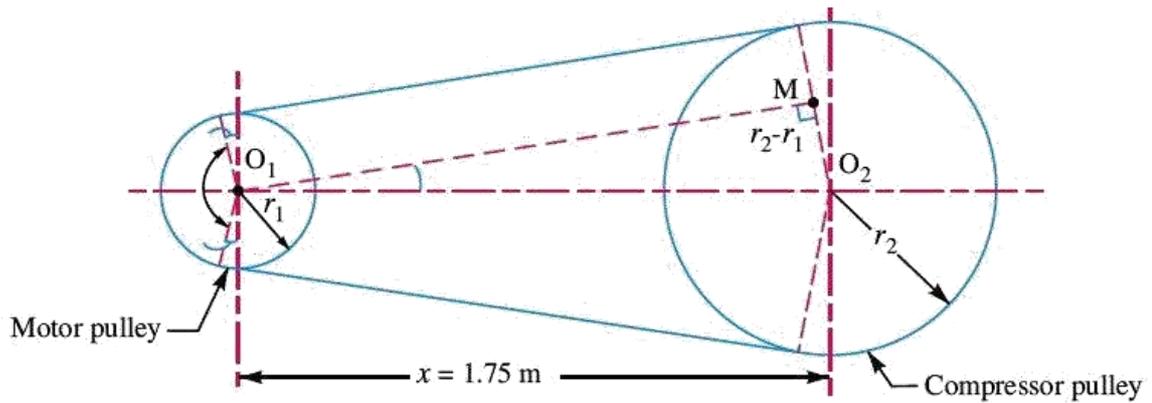
Sebuah kompresor membutuhkan daya 90 kW pada putaran 250 rpm, digerakkan oleh V-belt dari sebuah motor listrik yang berputar pada 750 rpm. Diameter pulley pada poros kompresor tidak melebihi 1 meter sementara itu jarak pusat antara pulley dibatasi 1,75 meter. Kecepatan belt tidak melebihi 1600 m/menit.

Tentukan jumlah V-belt yang dibutuhkan untuk mentransmisikan daya jika setiap belt mempunyai penampang 375 mm^2 , density 1000 kg/m^3 dan tegangan tarik yang diijinkan 2,5 MPa. Sudut alur pulley adalah 35° . Koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,25. Hitung juga panjang yang dibutuhkan oleh setiap belt. Penyelesaian:

Diketahui: $P = 90 \text{ kW} = 90 \times 10^3 \text{ W}$; $N_2 = 250 \text{ r.p.m.}$; $N_1 = 750 \text{ r.p.m.}$; $d_2 = 1 \text{ m}$; $x = 1.75 \text{ m}$; $v = 1600 \text{ m/min} = 26.67 \text{ m/s}$; $a = 375 \text{ mm}^2 = 375 \times 10^{-6} \text{ m}^2$; $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$; $\sigma = 2.5 \text{ MPa} = 2.5 \text{ N/mm}^2$; $2\beta = 35^\circ$ or $\beta = 17.5^\circ$; $\mu = 0.25$

Diameter pulley pada poros motor (d_1):

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{atau} \quad d_1 = \frac{d_2 N_2}{N_1} = \frac{1 \times 250}{750} = 0.33 \text{ m}$$



Gambar 3.

Untuk belt terbuka:

$$\sin \alpha = \frac{O_2M}{O_1O_2} = \frac{r_2 - r_1}{x} = \frac{d_2 - d_1}{2x} = \frac{1 - 0.33}{2 \times 1.75} = 0.1914$$

$$\alpha = 11.04^\circ$$

Sudut kontak pada pulley terkecil (pulley motor):

$$\theta = 180^\circ - 2\alpha = 180 - 2 \times 11.04 = 157.92^\circ$$

$$= 157.92 \times \frac{\pi}{180} = 2.76 \text{ rad}$$

Massa belt per meter panjang adalah:

$$m = \text{Area} \times \text{length} \times \text{density} = 375 \times 10^{-6} \times 1 \times 1000 = 0.375 \text{ kg / m}$$

Tarikan sentrifugal adalah:

$$T_C = m \cdot v^2 = 0.375 (26.67)^2 = 267 \text{ N}$$

Tarikan maksimum dalam belt adalah:

$$T = \sigma \times a = 2.5 \times 375 = 937.5 \text{ N}$$

Tarikan pada sisi tight dari belt adalah:

$$T_1 = T - T_C = 937.5 - 267 = 670.5 \text{ N}$$

Tarikan pada sisi slack dari belt adalah:

$$2.3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \operatorname{cosec} \beta = 0.25 \times 2.76 \times \operatorname{cosec} 17.5^\circ$$

$$= 0.69 \times 3.3255 = 2.295$$

$$\log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \frac{2.295}{2.3} = 0.9976 \quad \text{ata} \quad \frac{T_1}{T_2} = 9.95$$

$$T_2 = T_1 / 9.95 = 670.5 / 9.95 = 67.4 \text{ N}$$

Jumlah belt:

Daya yang ditransmisikan per belt adalah:

Daya

$$\text{Jumlah V-belt} = \frac{\text{Total daya yang ditransmisikan}}{\text{Daya yang ditransmisikan per belt}} = \frac{90}{16,085} = 5,6 \approx 6$$

Panjang setiap belt:

Radius pulley pada poros motor:

$$r_1 = d_1 / 2 = 0.33 / 2 = 0.165 \text{ m}$$

Radius pulley kompresor:

$$r_2 = d_2 / 2 = 1 / 2 = 0.5 \text{ m}$$

Panjang setiap belt adalah:

$$\begin{aligned} L &= \pi (r_2 + r_1) + 2x + \frac{(r_2 - r_1)^2}{x} \\ &= \pi (0.5 + 0.165) + 2 \times 1.75 + \frac{(0.5 - 0.165)^2}{1.75} \\ &= 2.09 + 3.5 + 0.064 = 5.654 \text{ m} \end{aligned}$$

Contoh 2:

Dua buah V-belt sejajar pada pulley beralur berukuran sama. Sudut alur adalah 30° .

Penampang setiap belt adalah 750 mm^2 dan $\mu = 0,12$. Density material belt $1,2 \text{ Mg/m}^3$ dan tegangan maksimum yang aman dalam material adalah 7 MPa . Hitung daya yang dapat ditransmisikan antara pulley berdiameter 300 mm berputar pada 1500 rpm . Tentukan juga putaran poros yang mana daya ditransmisikan adalah maksimum. Penyelesaian:

Diketahui: $n = 2$; $2\beta = 30^\circ$ or $\beta = 15^\circ$; $a = 750 \text{ mm}^2 = 750 \times 10^{-6} \text{ m}^2$; $\mu = 0.12$; $\rho = 1.2 \text{ Mg/m}^3 = 1200 \text{ kg/m}^3$; $\sigma = 7 \text{ MPa} = 7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$; $d = 300 \text{ mm} = 0.3 \text{ m}$; $N = 1500 \text{ r.p.m.}$

Massa belt per meter panjang adalah:

$$m = \text{Area} \times \text{length} \times \text{density} = 750 \times 10^{-6} \times 1 \times 1200 = 0.9 \text{ kg/m}$$

Kecepatan belt:

$$v = \frac{\pi d N}{60} = \frac{\pi \times 0.3 \times 1500}{60} = 23.56 \text{ m/s}$$

Tarikan sentrifugal:

$$T_C = m \cdot v^2 = 0.9 (23.56)^2 = 500 \text{ N}$$

Tarikan maksimum:

$$T = \sigma \times a = 7 \times 10^6 \times 750 \times 10^{-6} = 5250 \text{ N}$$

Tarikan pada sisi tight dari belt adalah:

$$T_1 = T - T_C = 5250 - 500 = 4750 \text{ N}$$

Karena pulley mempunyai ukuran yang sama, maka sudut kontak $\theta = 180^\circ = \pi$ rad.

Tarikan pada sisi slack dari belt adalah:

$$2.3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \operatorname{cosec} \beta = 0.12 \times \pi \times \operatorname{cosec} 15^\circ = 0.377 \times 3.8637 = 1.457$$

$$\log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \frac{1.457}{2.3} = 0.6335 \quad \text{ata} \quad \frac{T_1}{T_2} = 4.3$$

$$T_2 = T_1 / 4.3 = 4750 / 4.3 = 1105 \text{ N}$$

Daya yang ditransmisikan:

$$P = (T_1 - T_2) v \times n = (4750 - 1105) 23.56 \times 2 = 171\,750 \text{ W}$$

$$= 171.75 \text{ kW}$$

Putaran poros:

Untuk daya maksimum, rumus tarikan sentrifugal dipakai untuk menentukan kecepatan belt:

$$T_C = T/3 \quad \text{ata} \quad m (v_1)^2 = T/3$$

$$0.9 (v_1)^2 = 5250 / 3 = 1750$$

$$(v_1)^2 = 1750 / 0.9 = 1944.4$$

$$v_1 = 44.1 \text{ m/s}$$

Putaran poros menjadi:

$$44.1 = \frac{\pi d N_1}{60} = \frac{\pi \times 0.3 \times N_1}{60} = 0.0157 N_1$$

$$N_1 = 44.1 / 0.0157 = 2809 \text{ r.p.m.}$$

Latihan:

1. Tiga V-belt dalam posisi sejajar pada pulley beralur yang berukuran sama. Sudut alur 30° dan koefisien gesek 0,12. Penampang setiap belt adalah 800 mm^2 dan tegangan aman yang diijinkan dalam material 3 MPa. Hitung daya yang dapat ditransmisikan antara dua pulley berdiameter 400 mm pada putaran 960 rpm.
2. Daya yang ditransmisikan antara dua poros oleh V-belt yang massanya 0,9 kg/m panjang. Tarikan maksimum yang diijinkan dalam belt dibatasi 2,2 kN. Sudut kontak 170° dan sudut alur 45° . Jika koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,17. Tentukan: a. kecepatan belt untuk daya maksimum, dan b. daya yang ditransmisikan pada kecepatan tersebut.
3. Sebuah V-belt mentransmisikan 100 kW pada putaran 475 rpm. Belt mempunyai massa 0,6 kg/m. Tarikan maksimum yang diijinkan dalam belt adalah 900 N. Sudut

alur 38° dan sudut kontak 160° . Tentukan jumlah belt minimum dan diameter pulley. Koefisien gesek antara belt dan pulley adalah 0,2.

4. Tentukan jumlah V-belt yang dibutuhkan untuk mentransmisikan daya 30 kW dengan kondisi sebagai berikut:

	<i>Smaller pulley</i>	<i>Larger pulley</i>
Speed	1120 r.p.m.	280 r.p.m.
Pitch diameter	225 mm	900 mm
Pulley groove angle	34°	34°

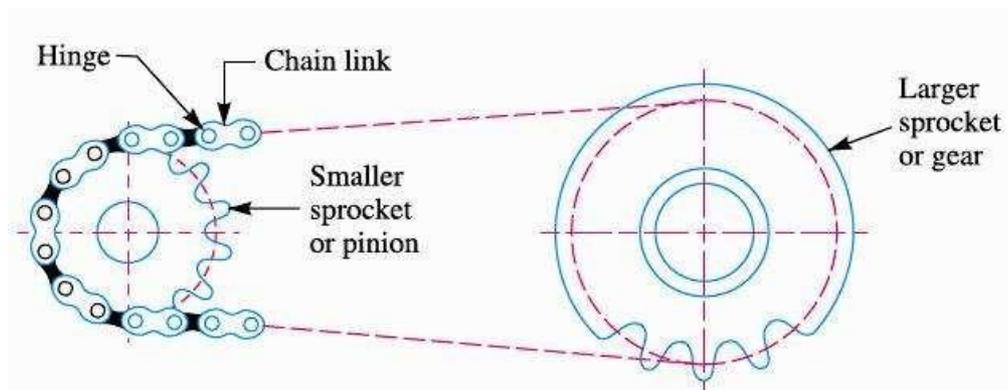
Beban kerja maksimum per belt = 560N
 Koefisien gesek = 0,15
 Jarak pusat antara pulley = 875 mm
 Massa belt = 0,3 kg/m

BAB V

RANTAI

5.1 Pendahuluan

Dalam bab sebelumnya bahwa penggerak belt dapat terjadi slip dengan pulley. Untuk menghindari slip, maka rantai baja yang digunakan. Rantai dibuat dari sejumlah mata rantai yang disambung bersama-sama dengan sambungan engsel sehingga memberikan fleksibilitas untuk membelit lingkaran roda (sprocket). Sprocket di sini mempunyai gigi dengan bentuk khusus dan terpasang pas ke dalam sambungan rantai seperti ditunjukkan pada Gambar 1. Sprocket dan rantai dipaksa untuk bergerak bersama- sama tanpa slip dan rasio kecepatan dijamin sempurna.



Gambar 1.

Rantai lebih banyak digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros satu ke poros lain ketika jarak pusat antara poros adalah pendek seperti pada sepeda, sepeda motor, mesin pertanian (tracktor), konveyor, rolling mills, dan lain-lain. Rantai bisa juga digunakan untuk jarak pusat yang panjang hingga 8 meter. Rantai digunakan untuk kecepatan hingga 25 m/s dan untuk daya sampai 110 kW. Dalam beberapa kasus, transmisi daya yang lebih tinggi juga memungkinkan menggunakan rantai.

5.2 Keuntungan dan kerugian rantai

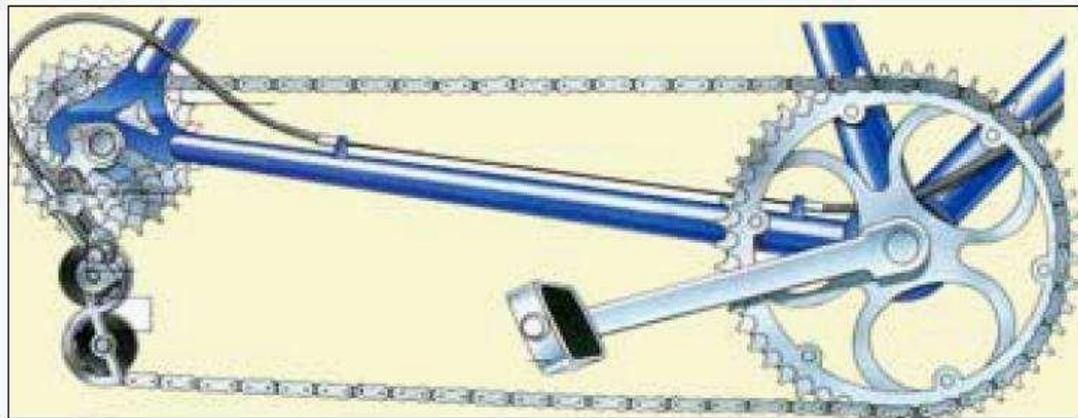
Keuntungan:

1. Tidak slip selama rantai bergerak, di sini rasio kecepatan yang sempurna dapat dicapai.
2. Karena rantai dibuat dari logam, maka rantai menempati ruang yang kecil dalam lebar dari pada belt.
3. Dapat digunakan untuk jarak pusat yang pendek dan panjang.
4. Memberikan efisiensi transmisi yang tinggi (sampai 98%).
5. Memberikan beban yang kecil pada poros.

6. Mempunyai kemampuan untuk mentransmisikan gerak ke beberapa poros hanya dengan satu rantai.
7. Mentransmisikan daya yang lebih besar disbanding belt.
8. Rasio kecepatan yang tinggi dari 8 sampai 10 dalam satu tahap.
9. Dapat dioperasikan pada kondisi atmosfer dan temperatur yang lebih besar.

Kerugian :

1. Biaya produksi rantai relatif lebih tinggi (harga lebih mahal).
2. Rantai membutuhkan pemasangan yang akurat dan perawatan yang hati-hati, pelumasan yang istimewa dan memperhatikan kelonggaran.
3. Rantai mempunyai fluktuasi kecepatan terutama ketika terlalu longgar.

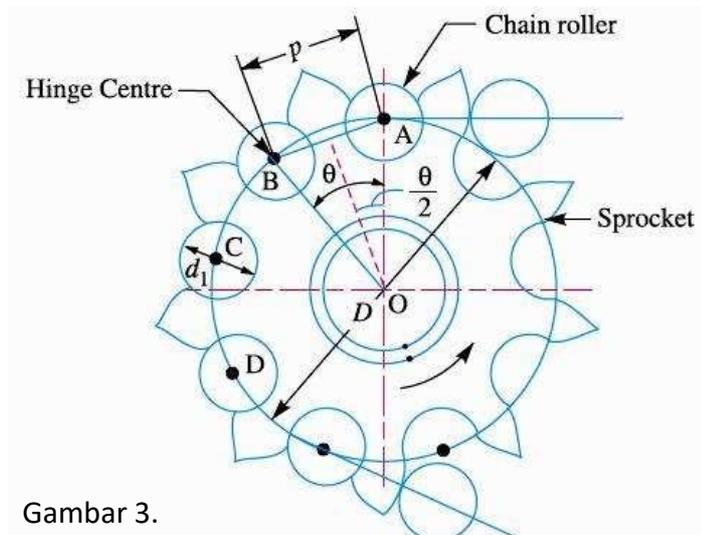


Gambar 2: Mekanisme rantai dan gear pada sepeda balap.

5.3 Istilah pada rantai

Bagian-bagian yang biasa digunakan pada rantai adalah sebagai berikut:

1. *Pitch of chain (kisar dari rantai)*. Itu adalah jarak antara pusat engsel pada rantai seperti pada Gambar 3. Kisar biasa dinotasikan p .



Gambar 3.

2. *Diameter lingkaran kisar dari sprocket rantai.* Ini adalah diameter lingkaran dimana pusat engsel dari rantai diletakkan, ketika rantai dibelitkan melingkar ke sebuah sprocket seperti pada Gambar 3. Titik A, B, C dan D adalah pusat engsel dari rantai dan membentuk lingkaran melalui pusat tersebut dinamakan lingkaran kisar (pitch circle) dan diameternya dinamakan sebagai diameter lingkaran kisar.

Hubungan antara pitch dan diameter lingkaran pitch

Rantai yang menempel pada sprocket ditunjukkan pada Gambar 3. Karena mata rantai adalah kaku, maka pitch dari rantai tidak diletakkan pada busur lingkaran pitch. Panjang pitch menjadi sebuah tali. Perhatikan panjang satu pitch AB dari rantai membentuk sudut θ pada pusat sprocket (lingkar pitch).

Misalkan D = Diameter lingkaran pitch,

T = Jumlah gigi pada sprocket.

Dari Gambar 3, pitch dari rantai adalah:

$$p = AB = 2 AO \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) = 2 \times \left(\frac{D}{2} \right) \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) = D \sin \left(\frac{\theta}{2} \right)$$

dimana : $\theta = \frac{360^\circ}{T}$

maka: $p = D \sin \left(\frac{360^\circ}{2T} \right) = D \sin \left(\frac{180^\circ}{T} \right)$

dan $D = p \operatorname{cosec} \left(\frac{180^\circ}{T} \right)$

Diameter luar sprocket (D_o) adalah:

$$D_o = D + 0.8 d_1$$

dimana: d_1 = diameter roll rantai

Rasio kecepatan dari rantai

Rasio kecepatan dari rantai adalah:

$$V.R. = \frac{N_1}{N_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

dimana : N_1 = Putaran dari sprocket terkecil, rpm N_2

= Putaran dari sprocket terbesar, rpm T_1

= Jumlah gigi pada sprocket terkecil, T_2 =

Jumlah gigi pada sprocket terbesar.

Kecepatan rata-rata rantai adalah

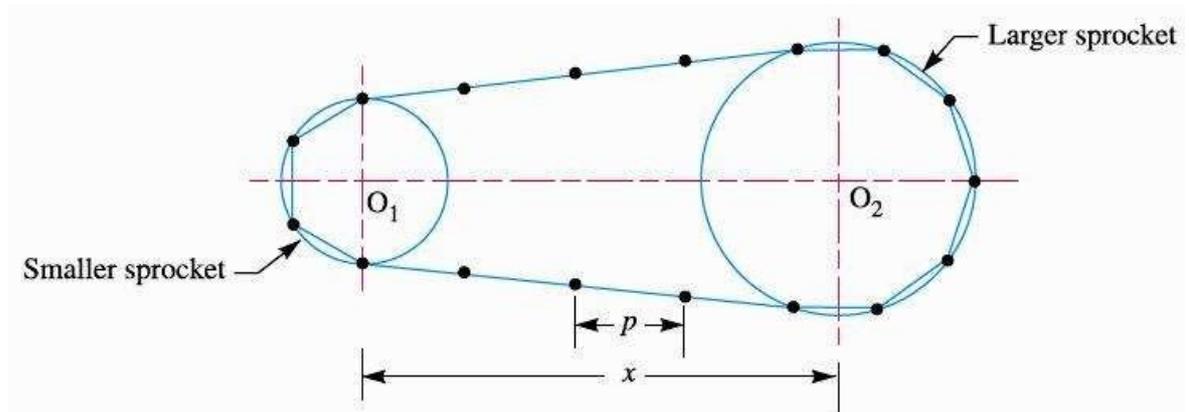
$$v = \frac{\pi D N}{60} = \frac{T p N}{60}$$

dimana ; D = diameter lingkaran pitch dari sprocket, meter.

p = pitch dari rantai, meter.

Panjang rantai dan jarak pusat

Sebuah sistem rantai terbuka menghubungkan dua sprocket seperti pada Gambar 4 di bawah ini.



Gambar 4

Misalkan T_1 = Jumlah gigi pada sprocket terkecil,

T_2 = Jumlah gigi pada sprocket terbesar

p = pitch dari rantai, meter.

x = jarak pusat

Panjang rantai (L) secara matematika dapat ditulis sebagai berikut :

$$L = K.p$$

Jumlah mata rantai dapat diperoleh dari pernyataan berikut, yaitu :

$$K = \frac{T_1 + T_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[\frac{T_2 - T_1}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

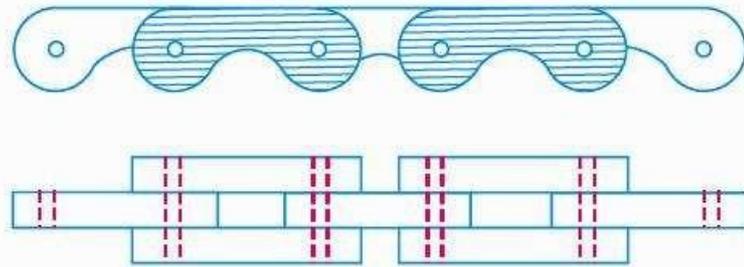
Jarak pusat menjadi :

$$x = \frac{p}{4} \left[K - \frac{T_1 + T_2}{2} + \sqrt{\left(K - \frac{T_1 + T_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{T_2 - T_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

5.4 Jenis rantai

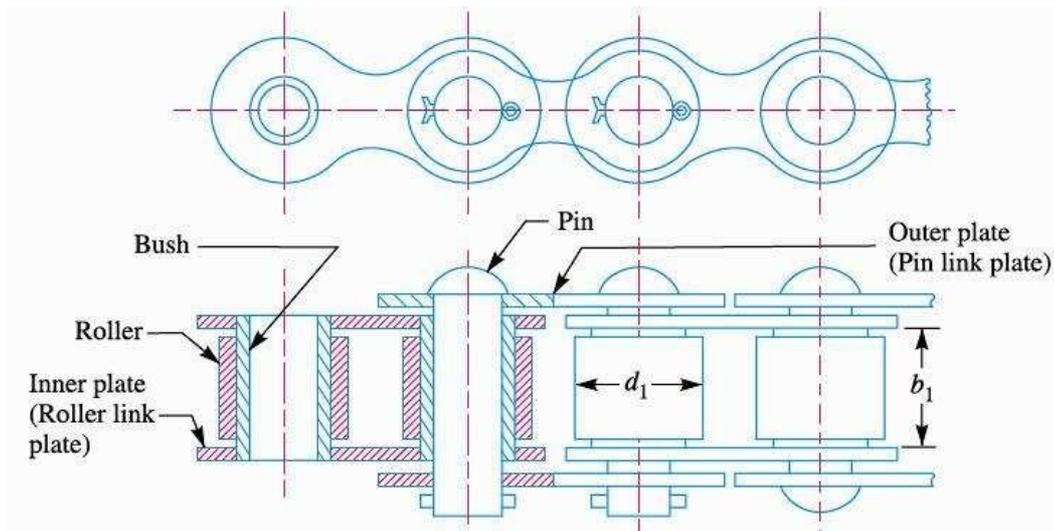
Jenis rantai yang digunakan untuk mentransmisikan daya ada tiga tipe, yaitu :

1. *Block atau bush chain (rantai ring)*. Seperti pada Gambar 5, tipe ini menghasilkan suara berisik ketika bergesekan dengan gigi sprocket. Tipe ini digunakan sedemikian luas seperti rantai conveyor pada kecepatan rendah.

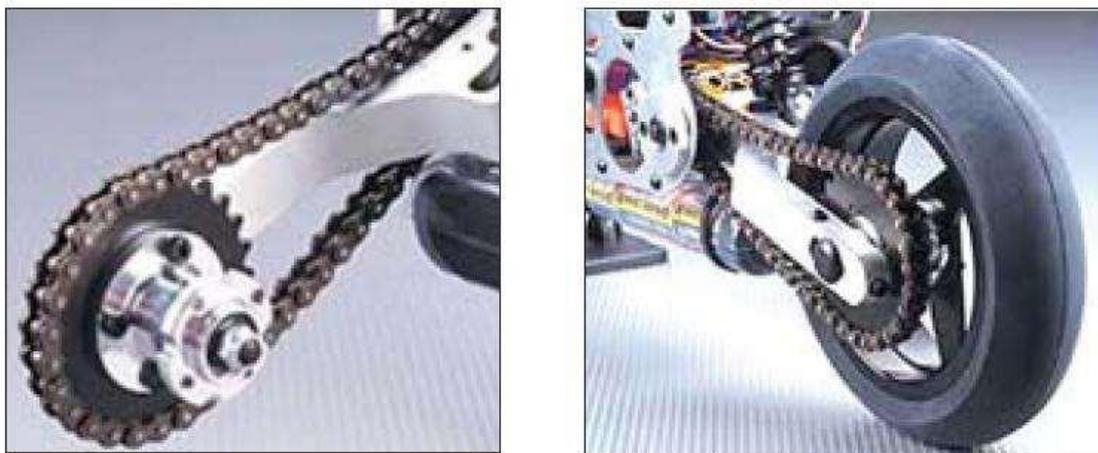


Gambar 5: Block atau bush chain

2. *Bush roller chain (rantai roll ring)*. Seperti pada Gambar 6, terdiri dari plat luar, plat dalam, pin, bush (ring) dan rol. Pin, bush dan rol dibuat dari paduan baja. Suara berisik yang ditimbulkan sangat kecil akibat impak antara rol dengan gigi sprocket. Rantai ini hanya memerlukan pelumasan yang sedikit.

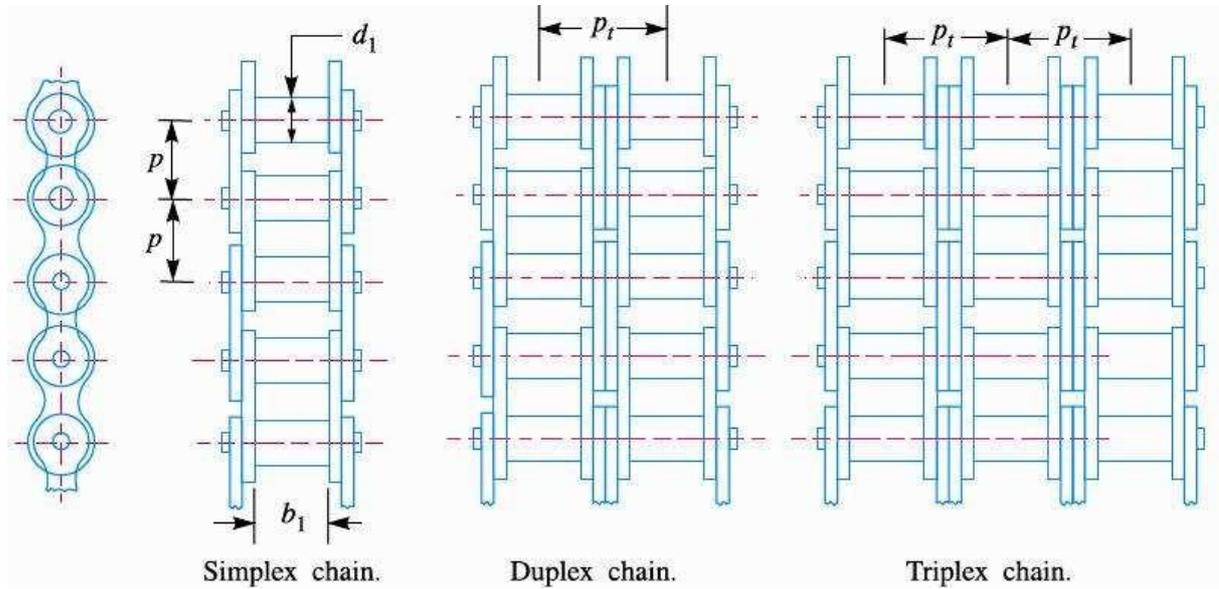


Gambar 6: Bush roller chain



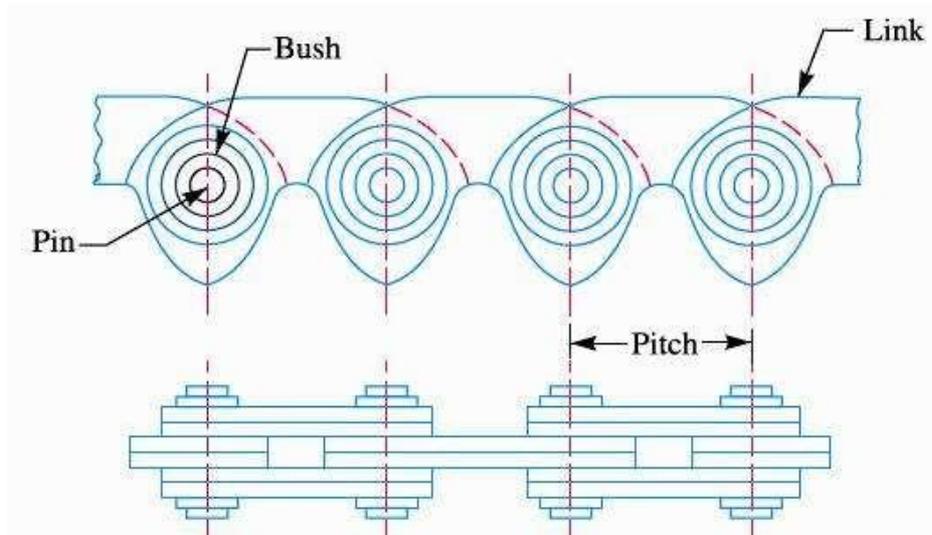
Gambar 7: Bush roller chain pada sepeda motor

Rantai rol distandarisasi dan diproduksi berdasarkan pitch. Rantai ini tersedia dalam bermacam-macam deret (baris), ada simplex chain, duplex chain, dan triplex chain.



Gambar 8: Tipe rol chain

3. *Silent chain (rantai sunyi)*. Seperti pada Gambar 9, rantai ini dirancang untuk menghilangkan pengaruh buruk akibat kelonggaran dan untuk menghasilkan suara yang lembut (tak bersuara).



Gambar 9: Silent chain

5.5 Karakteristik rantai rol

Menurut Standar India (IS:2403-1991), variasi karakteristik seperti pitch, diameter rol, lebar antara plat dalam, pitch transversal dan beban patah untuk rantai rol diberikan pada tabel berikut:

Tabel 1: Karakteristik untuk rantai rol menurut IS:2403-1991

ISO Chain number	Pitch (p) mm	Roller diameter (d ₁) mm Maximum	Width between inner plates (b ₁) mm Maximum	Transverse pitch (p ₁)mm	Breaking load (kN) Minimum		
					Simple	Duplex	Triplex
05 B	8.00	5.00	3.00	5.64	4.4	7.8	11.1
06 B	9.525	6.35	5.72	10.24	8.9	16.9	24.9
08 B	12.70	8.51	7.75	13.92	17.8	31.1	44.5
10 B	15.875	10.16	9.65	16.59	22.2	44.5	66.7
12 B	19.05	12.07	11.68	19.46	28.9	57.8	86.7
16 B	25.4	15.88	17.02	31.88	42.3	84.5	126.8
20 B	31.75	19.05	19.56	36.45	64.5	129	193.5
24 B	38.10	25.40	25.40	48.36	97.9	195.7	293.6
28 B	44.45	27.94	30.99	59.56	129	258	387
32 B	50.80	29.21	30.99	68.55	169	338	507.10
40 B	63.50	39.37	38.10	72.29	262.4	524.9	787.3
48 B	76.20	48.26	45.72	91.21	400.3	800.7	1201

5.6 Faktor keamanan untuk rantai

Faktor keamanan untuk rantai didefinisikan sebagai rasio kekuatan patah (W_B) dari rantai terhadap beban total pada sisi penggerak rantai (W). Secara matematika ditulis:

$$\text{Faktor keamanan } (n) = \frac{W_B}{W}$$

Kekuatan patah rantai dapat diperoleh dari hubungan empiris sebagai berikut:

$$W_B = 106p^2 \text{ (dalam Newton) untuk rantai roll}$$

$$W_B = 106p \text{ (dalam Newton) per mm lebar untuk rantai sunyi (silent chain).}$$

dimana: p = pitch dalam mm.

Beban total (atau tarikan total) pada sisi penggerak rantai adalah jumlah gaya penggerak tangensial (F_T), tarikan sentrifugal dalam rantai (F_C) dan tarikan dalam rantai akibat pengendoran (F_S).

Gaya aksi tangensial penggerak rantai:

$$F_T = \frac{\text{Daya yang ditransmisikan}}{\text{Kecepatan rantai}} = \frac{P}{v} \quad \text{(dalam newton)}$$

Tarikan sentrifugal dalam rantai :

$$F_C = m.v^2 \text{ (dalam Newton)}$$

Tarikan dalam rantai akibat pengendoran (sagging):

$$F_S = k.mg.x \text{ (dalam Newton)}$$

dimana: m = Massa rantai dalam kg/m panjang.

x = Jarak pusat dalam meter,

k = Konstanta

= 2 sampai 6 , ketika garis pusat rantai mempunyai kemiringan terhadap horisontal di bawah 40° .

= 1 sampai 1,5, ketika garis pusat rantai mempunyai kemiringan terhadap horisontal di atas 40° .

Pada tabel berikut ini menunjukkan faktor keamanan untuk bush roller dan silent chain yang tergantung pada putaran dari pinion sprocket (rpm) dan pitch rantai. Tabel 2:

Faktor keamanan (n) untuk bush roller dan silent chain

Type of chain	Pitch of chain (mm)	Speed of the sprocket pinion in r.p.m.								
		50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
Bush roller chain	12 – 15	7	7.8	8.55	9.35	10.2	11	11.7	13.2	14.8
	20 – 25	7	8.2	9.35	10.3	11.7	12.9	14	16.3	–
	30 – 35	7	8.55	10.2	13.2	14.8	16.3	19.5	–	–
Silent chain	12.7 – 15.87	20	22.2	24.4	28.7	29.0	31.0	33.4	37.8	42.0
	19.05 – 25.4	20	23.4	26.7	30.0	33.4	36.8	40.0	46.5	53.5

Tabel berikut menunjukkan putaran yang diijinkan dari sprocket terkecil (pinion) dalam rpm untuk bush roller dan silent chain pada pitch yang berbeda.

Tabel 3: Putaran yang diijinkan dari sprocket terkecil (pinion) dalam rpm

Type of Chain	Number of teeth on sprocket pinion	Pitch of chain (p) in mm				
		12	15	20	25	30
Bush roller chain	15	2300	1900	1350	1150	1000
	19	2400	2000	1450	1200	1050
	23	2500	2100	1500	1250	1100
	27	2550	2150	1550	1300	1100
	30	2600	2200	1550	1300	1100
Silent chain	17 – 35	3300	2650	2200	1650	1300

5.7 Daya yang ditransmisikan oleh rantai

Daya yang ditransmisikan oleh rantai berdasarkan beban patah adalah:

$$P = \frac{W_B \times v}{n \times K_S}$$

dimana: W_B = Beban patah, dalam Newton, v = Kecepatan rantai, dalam m/s,

n = Faktor keamanan, K_S = Faktor service = $K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$

Daya yang ditransmisikan oleh rantai berdasarkan tegangan bantalan adalah:

$$P = \frac{\sigma_b \times A \times v}{K_S}$$

dimana: σ_b = Tegangan bantalan yang diijinkan dalam MPa,
 A = Luas bantalan yang diproyeksikan, dalam mm^2 ,
 v = Kecepatan rantai, dalam m/s,
 K_s = Faktor service = $K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$

Nilai (angka) daya untuk rantai roller sederhana tergantung pada putaran pinion ditunjukkan pada tabel berikut:

Tabel 4: Nilai (angka) daya untuk rantai roller sederhana

Speed of smaller sprocket or pinion (r.p.m.)	Power (kW)				
	06 B	08 B	10 B	12 B	16 B
100	0.25	0.64	1.18	2.01	4.83
200	0.47	1.18	2.19	3.75	8.94
300	0.61	1.70	3.15	5.43	13.06
500	1.09	2.72	5.01	8.53	20.57
700	1.48	3.66	6.71	11.63	27.73
1000	2.03	5.09	8.97	15.65	34.89
1400	2.73	6.81	11.67	18.15	38.47
1800	3.44	8.10	13.03	19.85	–
2000	3.80	8.67	13.49	20.57	–

Nilai faktor dapat diambil sebagai berikut:

1. Load factor (K_1) = 1, for constant load
 = 1.25, for variable load with mild shock
 = 1.5, for heavy shock loads
2. Lubrication factor (K_2) = 0.8, for continuous lubrication
 = 1, for drop lubrication
 = 1.5, for periodic lubrication
3. Rating factor (K_3) = 1, for 8 hours per day
 = 1.25, for 16 hours per day
 = 1.5, for continuous service

Tabel berikut menunjukkan jumlah gigi (teeth) pada pinion untuk rasio kecepatan.

Tabel 5: Jumlah gigi (teeth) pada pinion untuk rasio kecepatan

Type of chain	Number of teeth at velocity ratio					
	1	2	3	4	5	6
Roller	31	27	25	23	21	17
Silent	40	35	31	27	23	19

Putaran maksimum yang diijinkan untuk roller dan silent chain, tergantung pada jumlah gigi (teeth) pada pinion dan pitch rantai ditunjukkan pada tabel berikut ini.

Tabel 6: Putaran maksimum yang diijinkan untuk roller dan silent chain (rpm)

Type of chain	Number of teeth on the smaller sprocket (T_1)	Chain pitch (p) in mm				
		12	15	20	25	30
Roller chain	15	2300	1900	1350	1150	1100
	19	2400	2000	1450	1200	1050
	23	2500	2100	1500	1250	1100
	27	2550	2150	1550	1300	1100
	30	2600	2200	1550	1300	1100
Silent chain	17–35	3300	2650	2200	1650	1300

Contoh:

Rancanglah sebuah rantai untuk menggerakkan kompresor dari motor listrik 15 kW yang berputar pada 1000 rpm, putaran kompresor adalah 350 rpm. Jarak pusat minimum adalah 500 mm. Kompresor beroperasi selama 16 jam/hari. Tarikan rantai bisa diatur dengan merubah control pada motor.

Penyelesaian:

Diketahui: Daya motor = 15 kW ; $N_1 = 1000$ rpm ; $N_2 = 350$ rpm

Rasio kecepatan rantai :

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{1000}{350} VR = 2,86 \approx 3$$

Dari Tabel 5, untuk rantai roll, jumlah gigi pada pinion (sprocket terkecil) (T_1) untuk $VR = 3$ adalah 25 gigi.

Maka jumlah gigi pada sprocket terbesar (gear) adalah:

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{N_1}{N_2} = 25 \cdot \frac{1000}{350} = 71,5 \approx 72$$

Desain daya = Daya motor x (K_S)

$$K_S = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$K_S = 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,875$$

Desain daya = Daya motor x (K_S) = 15 x 1,875 = 28,125 kW

Dari Tabel 4, hubungan kecepatan pinion 1000 rpm daya yang ditransmisikan untuk rantai no. 12 adalah 15,65 kW per helai. Jadi sebuah rantai no.12 dengan dua helai dapatdigunakan untuk mentransmisikan daya yang dibutuhkan. Dari Tabel 1, dapat diperoleh:

Pitch, $p = 19,05$ mm

Diameter roll, $d = 12,07$ mm

Lebar minimum roll, $w = 11,68 \text{ mm}$

Beban patah, $W_B = 59 \text{ kN} = 59 \times 10^3 \text{ N}$



Gambar 10: Chain drive

Diameter lingkaran pitch pada pinion adalah:

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left(\frac{180}{T_1} \right) = 19.05 \operatorname{cosec} \left(\frac{180}{25} \right) \text{ mm}$$

$$= 19.05 \times 7.98 = 152 \text{ mm} = 0.152 \text{ m}$$

Diameter lingkaran pitch pada gear (sprocket besar) adalah:

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left(\frac{180}{T_2} \right) = 19.05 \operatorname{cosec} \left(\frac{180}{72} \right) \text{ mm}$$

$$= 19.05 \times 22.9 = 436 \text{ mm} = 0.436 \text{ m}$$

Kecepatan linier pitch dai pinion:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0.152 \times 1000}{60} = 7.96 \text{ m/s}$$

Beban rantai:

$$W = \frac{\text{Daya motor}}{\text{Kecepatan linier pitch}} = \frac{15}{7.96} = 1,844 \text{ kN} = 1844 \text{ N}$$

$$\text{Faktor keamanan} = \frac{W_B}{W} = \frac{59 \times 10^3}{1844} = 32$$

$$W \quad 1844$$

Nilai ini lebih besar dari pada nilai yang diberikan pada Tabel 2, yang mana sama dengan 11.

Jarak pusat minimum antara pinion dan gear adalah 30 sampai 50 kali pitch. Kita ambil 30 kali pitch.

$$\text{Jarak pusat antara pinion dan gear} = 30 \cdot p = 30 \cdot 19,05 = 572 \text{ mm}$$

Untuk mencegah kekendoran dalam rantai, nilai jarak pusat diturunkan sebesar 2 sampai 5 mm.

Jadi jarak pusat menjadi; $x = 572 - 4 = 568$ mm.

Jumlah link rantai adalah :

$$\begin{aligned} K &= \frac{T_1 + T_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[\frac{T_2 - T_1}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x} \\ &= \frac{25 + 72}{2} + \frac{2 \times 568}{19.05} + \left[\frac{72 - 25}{2\pi} \right]^2 \frac{19.05}{568} \\ &= 48.5 + 59.6 + 1.9 = 110 \end{aligned}$$

Panjang rantai:

$$L = K.p = 110 \times 19.05 = 2096 \text{ mm} = 2.096 \text{ m}$$

Latihan:

1. Rancanglah sebuah rantai roll untuk mentransmisikan daya dari sebuah motor 20 kW ke sebuah pompa. Pompa beroperasi secara terus-menerus 24 jam per hari. Putaran motor 600 rpm dan putaran pompa 200 rpm. Tentukan: a) Jumlah gigi pinion dan gear; b) Lebar dan pitch rantai.
2. Rancanglah sebuah rantai untuk menggerakkan sebuah blower pada putaran 600 rpm. Daya untuk blower disediakan dari motor adalah 8 kW pada putaran 1500 rpm. Jarak pusat adalah 800 mm.
3. Sebuah rantai jenis bush roller chain mentransmisikan daya 5,6 kW. Poros penggerak motor listrik berputar pada 1440 rpm dan rasio kecepatan 5. Jarak pusat adalah $550 \pm 2\%$ mm dan tekanan yang diijinkan pada sambungan pivot tidak melebihi 10 N/mm^2 . Penggerak dibutuhkan secara terus-menerus dengan pelumasan periodic dan mesin bergerak dengan beban konstan disertai sentakan dan kejutan. Asumsikan faktor keamanan sebesar 13.

BAB VI

REM

6.1 Pendahuluan

Rem (brake) adalah sebuah peralatan dengan memakai tahanan gesek buatan yang diterapkan pada sebuah mesin berputar agar gerakan mesin berhenti. Rem menyerap energi kinetik dari bagian yang bergerak. Energi yang diserap oleh rem berubah dalam bentuk panas. Panas ini akan menghilang dalam lingkungan udara supaya pemanasan yang hebat dari rem tidak terjadi. Desain atau kapasitas dari sebuah rem tergantung pada faktor-faktor berikut ini:

1. Tekanan antara permukaan rem,
2. Koefisien gesek antara permukaan rem,
3. Kecepatan keliling dari teromol rem,
4. Luas proyeksi permukaan gesek, dan
5. Kemampuan (ability) rem untuk menghilangkan panas terhadap energi yang diserap.

Perbedaan fungsi utama antara sebuah clutch (kopling tak tetap) dan sebuah rem adalah bahwa clutch digunakan untuk mengatur/menjaga penggerak dan yang digerakan secara bersama-sama, sedangkan rem digunakan untuk menghentikan sebuah gerakan atau mengatur putaran.

6.2 Energi yang diserap oleh rem

Energi yang diserap oleh rem tergantung pada tipe gerakan dari benda yang bergerak. Gerakan benda bisa translasi murni atau murni atau kombinasi translasi dan rotasi. Energi yang berhubungan dengan gerak ini adalah energi kinetik. Perhatikan macam gerakan sebagai berikut:

1. *Ketika gerak benda adalah translasi murni.* Sebuah benda mempunyai massa (m) bergerak dengan kecepatan v_1 m/s. Kecepatan ini turun menjadi v_2 m/s karena direm.

Jadi, energi kinetik translasi adalah:

$$E_1 = \frac{1}{2} m [(v_1)^2 - (v_2)^2]$$

Energi ini harus diserap oleh rem. Jika gerak benda adalah berhenti setelah direm, maka $v_2 = 0$, jadi:

$$E_1 = \frac{1}{2} m (v_1)^2$$

2. *Ketika gerak benda adalah rotasi murni.* Sebuah benda dengan moemen inersia massa I (terhadap sumbu yang diberikan) berputar terhadap sumbu dengan kecepatan sudut ω_1 rad/s. Kecepatan sudut setelah direm turum menjadi ω_2 rad/s. Jadi, energi kinetik dari rotasi adalah:

$$E_2 = \frac{1}{2} I [(\omega_1)^2 - (\omega_2)^2]$$

Energi ini harus diserap oleh rem. Jika benda yang berputar dihentikan setelah direm, maka $\omega_2 = 0$, jadi:

$$E_2 = \frac{1}{2} I (\omega_1)^2$$

3. *Ketika gerak benda adalah kombinasi antara translasi dan rotasi.* Perhatikan sebuah benda mempunyai gerakan linier dan sudut, seperti dalam roda penggerak lokomotif. Dalam kasus ini, total energi kinetik dari benda adalah sama dengan jumlah energi kinetik dari rotasi dan translasi.

Total energi kinetik yang diserap oleh rem adalah:

$$E = E_1 + E_2$$

Kadang-kadang, rem harus menyerap energi potensial yang diberikan oleh benda yang diturunkan oleh lift, elevator dan lain-lain. Perhatikan sebuah benda dengan massa m diturunkan dari ketinggian h_1 menjadi h_2 akibat direm. Sehingga perubahan energi potensial menjadi:

$$E_3 = m.g (h_1 - h_2)$$

Jika v_1 dan v_2 m/s adalah kecepatan massa sebelum dan setelah direm, kemudian perubahan energi potensial yang diberikan :

$$E_3 = m.g \left(\frac{v_1 + v_2}{2} \right) t = m.g.v.t$$

dimana: $v = \text{Kecepatan rata-rata} = \frac{v_1 + v_2}{2}$

$t = \text{Waktu pengeriman.}$

Jadi total energi yang diserap oleh rem adalah:

$$E = E_1 + E_2 + E_3$$

Misalkan $F_t = \text{Gaya pengereman tangensial atau gaya gesek tangensial pada permukaan kontak dari tromol rem.}$

$d = \text{Diameter tromol rem,}$

$N_1 = \text{Putaran tromol rem sebelum pengereman,}$

$$N_2 = \text{Putaran tromol rem setelah pengereman,} \\ N + N$$

$$N = \text{Putaran rata-rata tromol rem} = \frac{1}{2}$$

Kerja yang dilakukan oleh pengereman atau gaya gesek selama t detik adalah:

$$= F_t \times \pi d N \times t$$

Karena energi yang diserap oleh rem harus sama dengan kerja yang dilakukan oleh gaya gesek, maka:

$$E = F_t \times \pi d N \times t \qquad F_t = \frac{E}{\pi d N \cdot t}$$

Besarnya F_t tergantung pada kecepatan akhir (v_2) dan pada waktu pengereman. Nilai ini maksimum ketika $v_2 = 0$, yaitu ketika beban menjadi diam akhirnya. Torsi yang harus diserap oleh rem adalah:

$$T = F_t \times r = F_t \times \frac{d}{2}$$

dimana: $r = \text{Radius tromol rem,}$

6.3 Panas yang hilang selama pengereman

Energi yang diserap oleh rem dan ditransformasikan ke dalam panas harus hilang ke udara sekeliling untuk menghindari kenaikan temperatur yang hebat pada lapisan rem. Kenaikan temperature ini tergantung pada massa tromol rem, waktu pengereman dan kapasitas disipasi panas dari rem. Temperatur tertinggi yang diijinkan untuk perbedaan material lapisan rem adalah:

1. Untuk permukaan kulit (leather), serat (fiber) dan kayu = $65 - 70^\circ\text{C}$.
2. Untuk permukaan asbes dan logam yang dilumasi = $90 - 105^\circ\text{C}$.
3. Untuk rem mobil dengan lapisan asbes = $180 - 225^\circ\text{C}$.

Energi yang diserap atau panas yang dibangkitkan adalah:

$$E = H_g = \mu \cdot R_N \cdot v = \mu \cdot p \cdot A \cdot v$$

dimana: $\mu = \text{Koefisien gesek,}$

$R_N = \text{gaya normal pada permukaan kontak,}$

$p = \text{Tekanan normal antara permukaan rem,}$

$A = \text{Luas proyeksi permukaan kontak,}$

$v = \text{Kecepatan keliling dari tromol rem}$

Panas yang dibangkitkan diperoleh dengan mempertimbangkan jumlah energi kinetik (E_K) dan energi potensial (E_P) yang diserap, dengan kata lain:

$$H_g = E_K + E_P$$

Panas yang hilang (H_d) dapat diestimasi:

$$H_d = C(t_1 - t_2) A_r$$

dimana: C = Faktor disipasi panas atau koefisien perpindahan panas ($W/m^2/^\circ C$)

$(t_1 - t_2)$ = Perbedaan temperature antara permukaan radiasi dan udara sekeliling,

A = Luas permukaan radiasi.

Kenaikan temperatur tromol rem adalah :

$$\Delta t = \frac{H_g}{m.c}$$

dimana m = Massa dari tromol rem,

c = Panas specific untuk material tromol rem ($J/kg^\circ C$)

6.4 Material untuk lapisan rem

Material yang digunakan untuk lapisan rem harus mempunyai cirri-ciri sebagai berikut:

1. Mempunyai koefisien gesek yang tinggi.
2. Mempunyai laju keausan yang rendah.
3. Mempunyai tahanan panas yang tinggi.
4. Mempunyai kapasitas disipasi panas yang tinggi.
5. Mempunyai koefisien ekspansi termal yang rendah.
6. Mempunyai kekuatan mekanik yang mencukupi.
7. Tidak dipengaruhi oleh moisture (embun) dan oil (minyak).

Tabel 1: Sifat material untuk lapisan rem

Material for braking lining	Coefficient of friction (μ)			Allowable pressure (p) N/mm ²
	Dry	Greasy	Lubricated	
Cast iron on cast iron	0.15 – 0.2	0.06 – 0.10	0.05 – 0.10	1.0 – 1.75
Bronze on cast iron	–	0.05 – 0.10	0.05 – 0.10	0.56 – 0.84
Steel on cast iron	0.20 – 0.30	0.07 – 0.12	0.06 – 0.10	0.84 – 1.4
Wood on cast iron	0.20 – 0.35	0.08 – 0.12	–	0.40 – 0.62
Fibre on metal	–	0.10 – 0.20	–	0.07 – 0.28
Cork on metal	0.35	0.25 – 0.30	0.22 – 0.25	0.05 – 0.10
Leather on metal	0.3 – 0.5	0.15 – 0.20	0.12 – 0.15	0.07 – 0.28
Wire asbestos on metal	0.35 – 0.5	0.25 – 0.30	0.20 – 0.25	0.20 – 0.55
Asbestos blocks on metal	0.40 – 0.48	0.25 – 0.30	–	0.28 – 1.1
Asbestos on metal	–	–	0.20 – 0.25	1.4 – 2.1
(Short action)				
Metal on cast iron	–	–	0.05 – 0.10	1.4 – 2.1
(Short action)				

6.5 Tipe rem

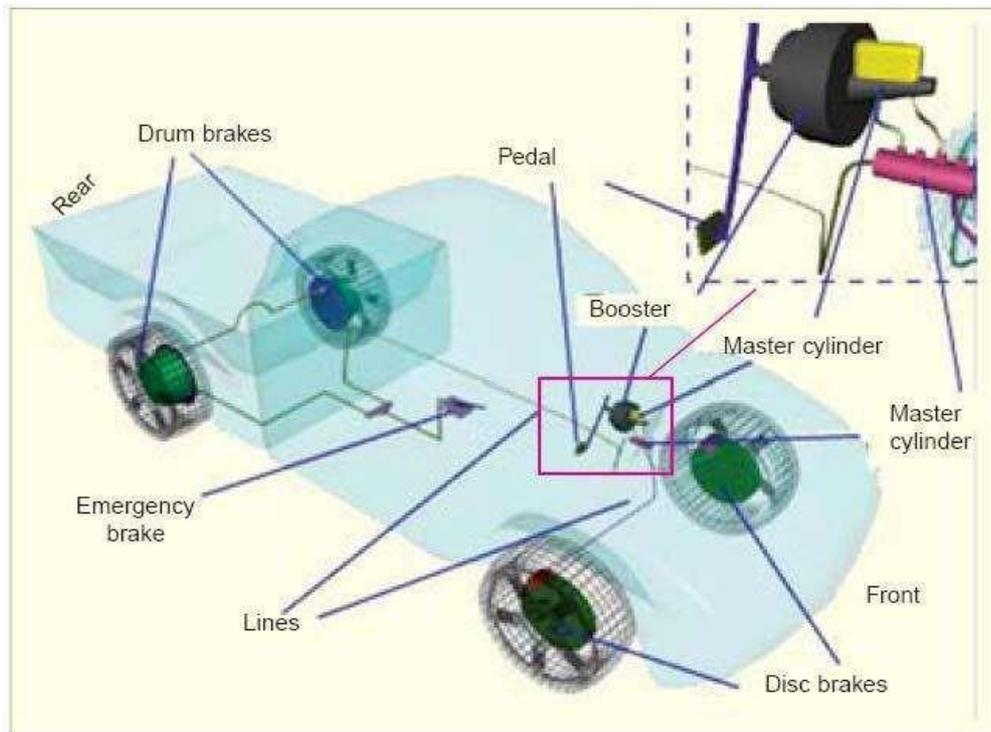
Rem, menurut pemakaian dikelompokkan sebagai berikut:

1. Rem hidrolik (hydraulic brakes) seperti rem pompa atau hidrodinamik,
2. Rem elektrik (electric brakes) seperti rem generator dan arus kumparan,
3. Rem mekanik (mechanical brakes).



Gambar 1: Sepatu dari piring rem pada mobil

Rem hidrolik dan elektrik tidak dapat mengerem hingga diam dan kebanyakan digunakan dimana sejumlah energi yang besar ditransformasikan sementara rem sedang memperlambat beban seperti dalam laboratorium dynamometer, truk besar dan lokomotif elektrik. Rem ini juga digunakan untuk memperlambat atau mengendalikan kecepatan kendaraan untuk angkutan naik-turun.



Gambar 2: Komponen sistem rem

Rem mekanik, menurut arah dari gaya aksi dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu:

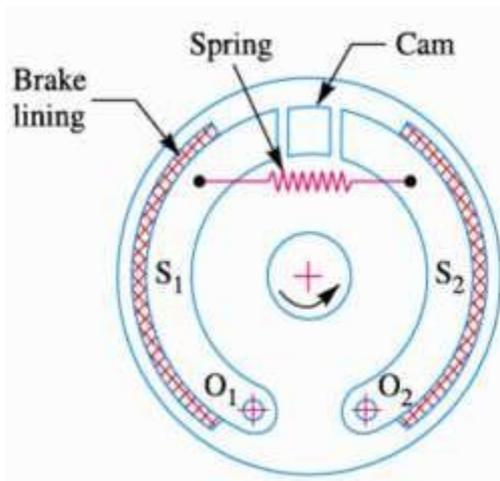
1. *Rem radial*. Rem ini, aksi gaya pada tromol rem adalah dalam arah radial. Rem radial dikelompokkan lagi menjadi dua yaitu *rem eksternal* dan *rem internal*. Menurut bentuk dari elemen gesekan, rem ini dapat berbentuk rem blok (block brakes) atau rem sepatu (shoe brakes) dan rem pita (band brakes), seperti pada Gambar 3, 4, 5, dan 6.



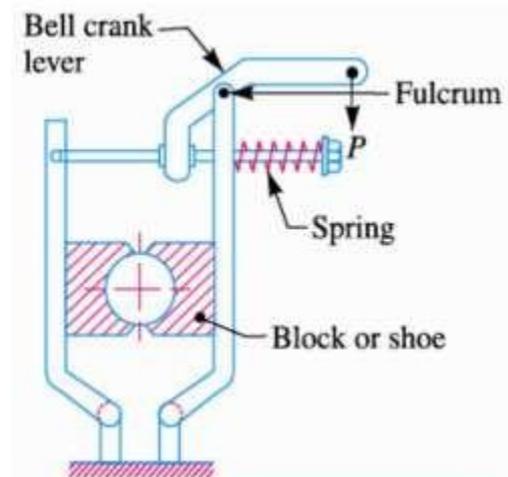
Gambar 3: Band brake (rem pita)



Gambar 4: Pita dari band brake

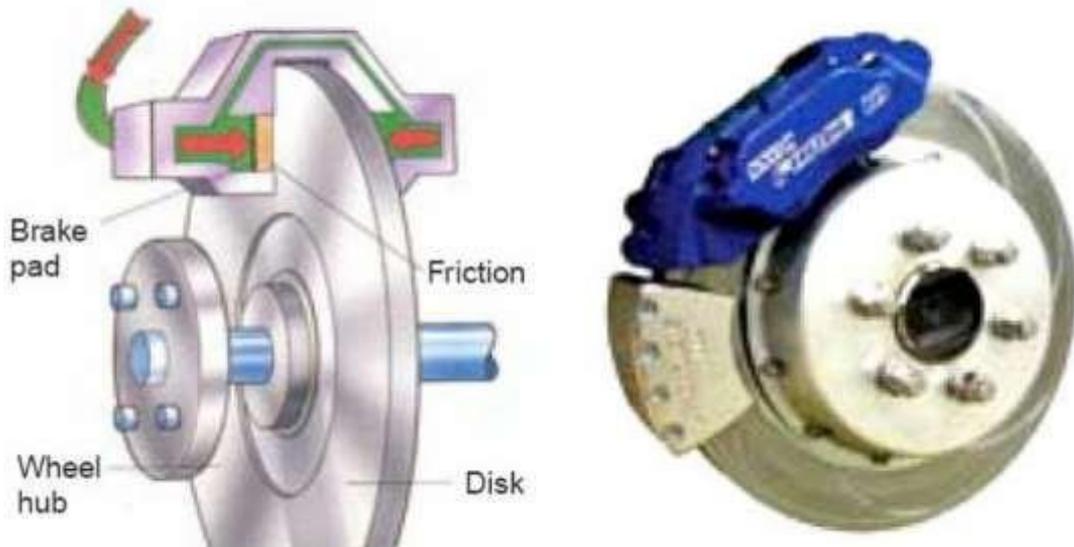


Gambar 5: Rem internal



Gambar 6: Rem eksternal

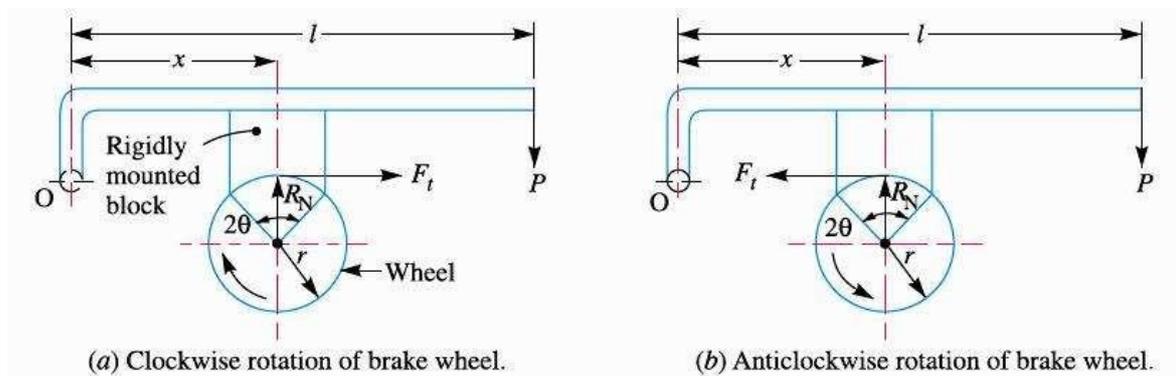
2. *Rem aksial*. Rem ini, aksi gaya pada tromol rem adalah dalam arah aksial. Rem aksial dapat berbentuk rem piringan (disc brakes) dan rem kerucut (cone brakes) seperti pada Gambar 1 dan 7. Analisis re mini adalah sama dengan clutch (kopling tidak tetap).



(a) (b) Gambar 7: rem piringan (disc brakes) pada mobil dan sepeda motor

6.6 Rem sepatu tunggal (single shoe brakes)

Rem ini terdiri dari sebuah blok atau sepatu yang ditekan berlawanan dengan rem dari sebuah tromol roda rem yang berputar. Block dibuat dari sebuah material yang lebih lunak dari pada rem roda. Tipe ini biasa digunakan pada rel kereta api dan mobil listrik (karena kecepatannya rendah). Gesekan antara block dan roda mengakibatkan gaya pengereman tangensial pada roda, yang memperlambat putaran roda. Block ditekan berlawanan dengan roda oleh sebuah gaya yang diberikan pada ujung lever (tuas/pengungkit) seperti pada Gambar 8. Ujung lain dari tuas ditumpu engsel secara tetap pada titik O.



Gambar 8 : Rem block/sepatu tunggal

Misalkan P = Gaya yang diterapkan pada ujung tuas,
 R_N = Gaya normal menekan block rem pada roda,
 r = Radius roda,
 2θ = Sudut kontak permukaan block,
 μ = Koefisien gesek.

Jika sudut kontak lebih besar dari pada 60° , kemudian diasumsikan bahwa tekanan normal antara blok dan roda adalah uniform (seragam). Dalam kasus ini, gaya pengereman tangensial (F_t) pada roda adalah:

$$F_t = \mu \cdot R_N$$

Torsi pengereman adalah:

$$T_B = F_t \cdot r = \mu R_N \cdot r$$

Marilah sekarang mempertimbangkan tiga kasus berikut:

Kasus 1.

Ketika garis aksi gaya pengereman tangensial (F_t) melalui titik tumpu O dari tuas, dan roda rem berputar searah jarum jam (cw) seperti pada Gambar 8 (a), agar seimbang, momen terhadap titik tumpu O adalah:

$$R_N \times x = P \times l \qquad R_N = \frac{P \times l}{x}$$

Torsi pengereman menjadi:

$$T_B = \mu \cdot R_N \cdot r = \mu \times \frac{P \cdot l}{x} \times r = \frac{\mu \cdot P \cdot l \cdot r}{x}$$

Hal ini dapat dicatat bahwa ketika roda rem berputar berlawanan arah jarum jam (ccw) seperti pada Gambar 8 (b), maka torsi pengereman adalah sama, yaitu:

$$T_B = \mu \cdot R_N \cdot r = \mu \times \frac{P \cdot l}{x} \times r = \frac{\mu \cdot P \cdot l \cdot r}{x}$$

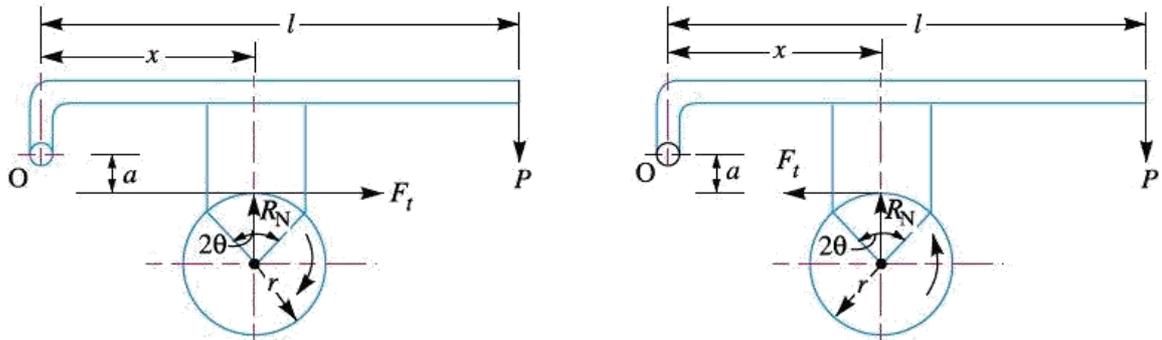
Kasus 2

Ketika garis aksi gaya pengereman tangensial (F_t) sejauh 'a' di bawah titik tumpu O, dan roda rem berputar searah jarum jam (cw) seperti pada Gambar 9 (a), maka agar seimbang, momen terhadap titik tumpu O adalah:

$$\begin{aligned} R_N \times x + F_t \times a &= P \cdot l \\ R_N \times x + \mu R_N \times a &= P \cdot l \\ R_N &= \frac{P \cdot l}{x + \mu \cdot a} \end{aligned}$$

Torsi pengereman menjadi:

$$T_B = \mu R_N \cdot r = \frac{\mu \cdot P \cdot l \cdot r}{x + \mu \cdot a}$$



(a) Clockwise rotation of brake wheel.

(b) Anticlockwise rotation of brake wheel.

Gambar 9: Garis aksi gaya pengereman tangensial (F_t) di bawah titik tumpu O

Ketika roda rem berputar ccw seperti pada Gambar 9 (b), persamaan keseimbangan menjadi:

$$R_N \cdot x = P \cdot l + F_t \cdot a = P \cdot l + \mu \cdot R_N \cdot a$$

$$R_N (x - \mu \cdot a) = P \cdot l$$

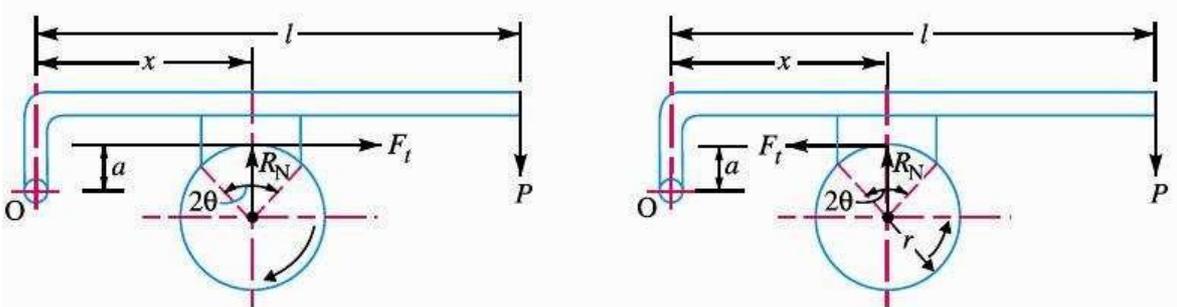
$$R_N = \frac{P \cdot l}{x - \mu \cdot a}$$

Torsi pengereman menjadi:

$$T_B = \mu \cdot R_N \cdot r = \frac{\mu \cdot P \cdot l \cdot r}{x - \mu \cdot a}$$

Kasus 3:

Ketika garis aksi gaya pengereman tangensial (F_t) sejauh 'a' di atas titik tumpu O, dan roda rem berputar searah jarum jam (cw) seperti pada Gambar 10 (a), maka agar seimbang, momen terhadap titik tumpu O adalah:



(a) Clockwise rotation of brake wheel.

(b) Anticlockwise rotation of brake wheel.

Gambar 10: Garis aksi gaya pengereman tangensial (F_t) di atas titik tumpu O

$$R_N \cdot x = P \cdot l + F_t \cdot a = P \cdot l + \mu \cdot R_N \cdot a$$

$$R_N (x - \mu \cdot a) = P \cdot l$$

$$R_N = \frac{P \cdot l}{x - \mu \cdot a}$$

Torsi pengereman menjadi:

$$T_B = \mu \cdot R_N \cdot r = \frac{\mu \cdot P \cdot l \cdot r}{x - \mu \cdot a}$$

Ketika roda rem berputar ccw seperti pada Gambar 10 (b), persamaan keseimbangan menjadi:

$$\begin{aligned} R_N \times x + F_t \times a &= P \cdot l \\ R_N \times x + \mu \cdot R_N \times a &= P \cdot l \\ R_N &= \frac{P \cdot l}{x + \mu \cdot a} \end{aligned}$$

Torsi pengereman menjadi:

$$T_B = \mu \cdot R_N \cdot r = \frac{\mu \cdot P \cdot l \cdot r}{x + \mu \cdot a}$$

Jika sudut kontak lebih besar dari pada 60° ($2\theta > 60^\circ$) maka torsi pengereman menjadi:

$$T_B = \overset{\circ}{F}_t \times r = \mu' \cdot R_N \cdot r$$

dimana:

$$\mu' = \text{Equivalent coefficient of friction} = \frac{4\mu \sin \theta}{2\theta + \sin 2\theta}$$

μ = Actual coefficient of friction.

Contoh 1:

Gambar 11 menunjukkan sebuah sepatu rem yang diterapkan pada tromol dengan sebuah tuas AB yang ditumpu secara tetap pada titik A. Radius tromol adalah 160 mm. Koefisien gesek lapisan rem (brake lining) adalah 0,3. Jika tromol (drum) berputar searah jarum jam, tentukan torsi pengereman akibat gaya horisontal 600 N yang diterapkan pada B.

Penyelesaian:

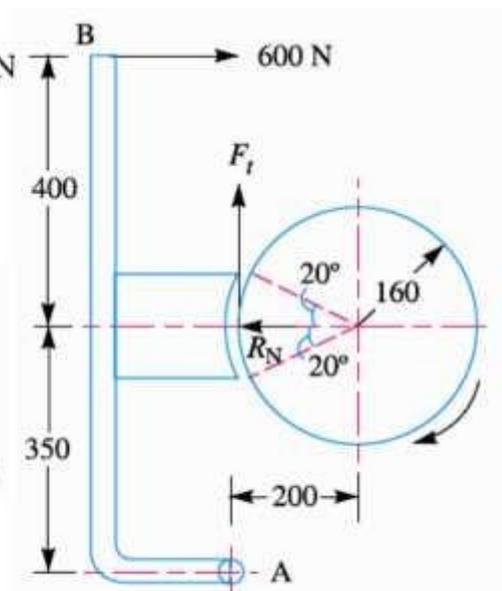
Diketahui: $r = 160 \text{ mm} = 0.16 \text{ m}$; $\mu = 0.3$; $P = 600 \text{ N}$

Karena sudut kontak $2\theta = 40^\circ$ lebih rendah dari pada

$$\begin{aligned} R_N \times 350 + F_t (200 - 160) &= 600 (400 + 350) \\ \frac{F_t}{0.3} \times 350 + 40 F_t &= 600 \times 750 \\ 207 F_t &= 450 \times 10^3 \\ \therefore F_t &= 450 \times 10^3 / 207 = 372.8 \text{ N} \end{aligned}$$

Torsi pengereman

$$\begin{aligned} T_B &= F_t \times r = 372.8 \times 0.16 \\ &= 59.65 \text{ N-m} \end{aligned}$$



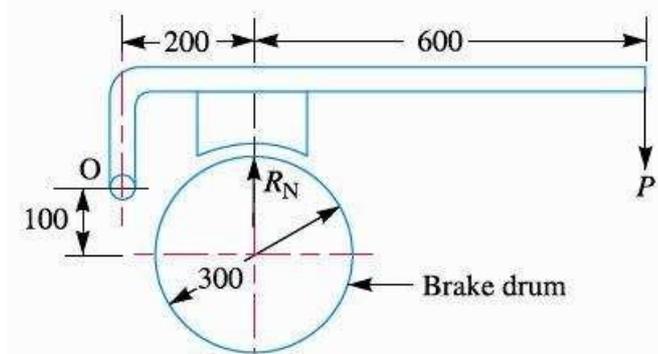
Gambar 11

Contoh 2:

Rem block, seperti pada Gambar 12, memberikan torsi pengereman sebesar 360 Nm.

Diameter tromol rem (brake drum) adalah 300 mm. Koefisien gesek 0,3. Tentukan:

1. Gaya P yang diterapkan pada ujung tuas untuk arah putaran cw dan ccw dari tromol rem.
2. Lokasi titik tumpu untuk membuat rem mengunci sendiri dengan arah putaran cw dari tromol rem.



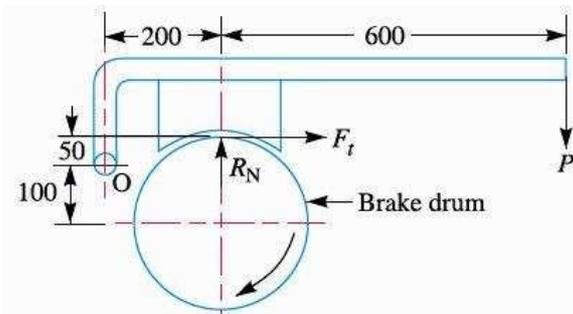
Gambar 12

Penyelesaian:

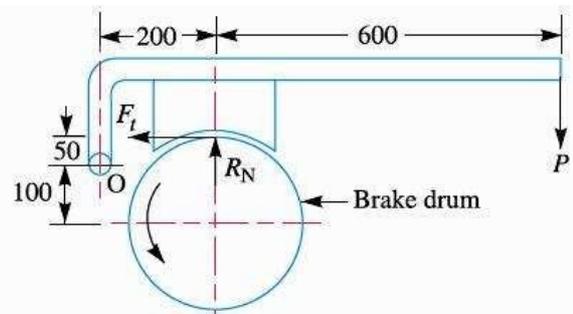
Diketahui: $T_B = 360 \text{ N-m} = 360 \times 10^3 \text{ N-mm}$; $d = 300 \text{ mm}$ or $r = 150 \text{ mm} = 0.15 \text{ m}$;
 $\mu = 0.3$

1. Gaya P untuk arah putaran cw dan ccw dari tromol rem.

Untuk putaran cw dari tromol rem, gaya gesek atau gaya tangensial (F_t) pada permukaan kontak seperti pada Gambar 13.



Gambar 13: Arah putaran cw



Gambar 14: Arah putaran ccw

Gaya tangensial dapat diperoleh melalui persamaan torsi pengereman:

$$360 = F_t \times r = F_t \times 0.15$$
$$F_t = 360 / 0.15 = 2400 \text{ N}$$

Gaya normal :

$$R_N = F_t / \mu = 2400 / 0.3 = 8000 \text{ N}$$

Maka gaya P dapat diperoleh melalui persamaan keseimbangan momen terhadap titik tumpu O:

$$\begin{aligned}
 P(600 + 200) + F_t \times 50 &= R_N \times 200 \\
 P \times 800 + 2400 \times 50 &= 8000 \times 200 \\
 P \times 800 &= 8000 \times 200 - 2400 \times 50 = 1480 \times 10^3 \\
 P &= 1480 \times 10^3 / 800 = 1850 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Untuk putaran ccw dari tromol rem, gaya gesek atau gaya tangensial (F_t) pada permukaan kontak seperti pada Gambar 14.

Maka gaya P dapat diperoleh melalui persamaan keseimbangan momen terhadap titik tumpu O:

$$\begin{aligned}
 P(600 + 200) &= F_t \times 50 + R_N \times 200 \\
 P \times 800 &= 2400 \times 50 + 8000 \times 200 = 1720 \times 10^3 \\
 P &= 1720 \times 10^3 / 800 = 2150 \text{ N}
 \end{aligned}$$

2. Lokasi titik tumpu untuk membuat rem mengunci sendiri

Arah putaran cw dari tromol rem seperti pada Gambar 13. Misalkan x adalah jarak titik tumpu O dari garis aksi gaya tangensial F_t . Momen terhadap titik tumpu O adalah:

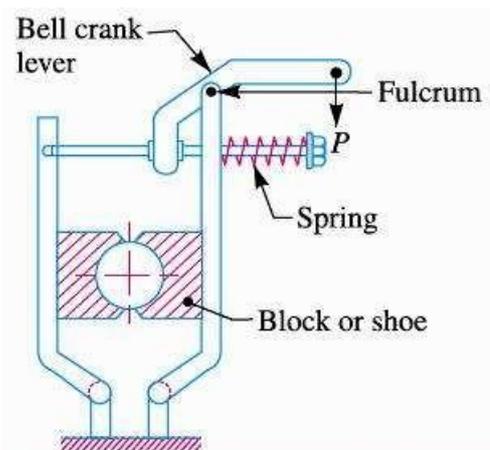
$$P(600 + 200) + F_t \times x - R_N \times 200 = 0$$

Untuk membuat rem bisa mengunci sendiri, maka gaya P harus sama dengan nol, sehingga:

$$\begin{aligned}
 F_t \times x &= R_N \times 200 \\
 2400 \times x &= 8000 \times 200 \\
 x &= 8000 \times 200 / 2400 = 667 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

6.7 Rem sepatu/block ganda

Rem block ganda terdiri dari dua block rem diterapkan pada ujung yang berlawanan dari diameter roda untuk menghilangkan atau mengurangi ketidakseimbangan gaya pada poros, seperti pada Gambar 15. Rem diatur oleh sebuah pegas yang menarik ujung atas lengan rem secara bersamaan. Ketika gaya P diterapkan pada tuas bell crank lever, pegas ditekan dan rem dilepas. Tipe ini sering digunakan pada electric cranes dan gaya P dihasilkan oleh elektromagnetik atau solenoid.



Gambar 15: Rem block ganda

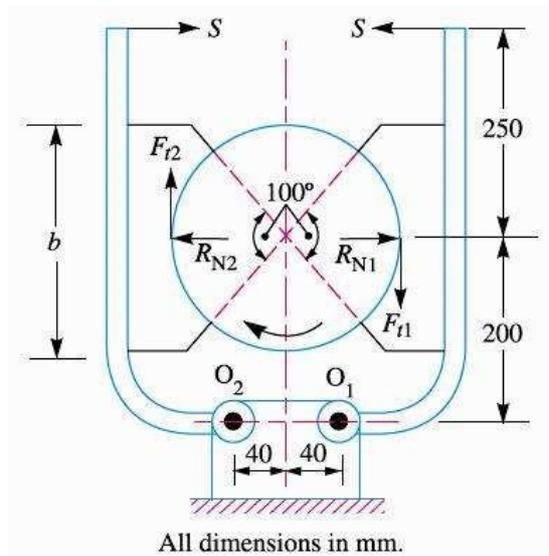
Ketika arus mati, di sini tidak ada gaya pada bell crank lever dan pengereman terjadi secara otomatis akibat gaya pegas dan kemudian tidak akan menggerakkan beban. Dalam kasus ini, torsi pengereman menjadi:

$$T_B = (F_{t1} + F_{t2}) r$$

Contoh 3 :

Sebuah rem sepatu ganda seperti pada Gambar 16, mapu menyerap torsi 1400 Nm. Diameter tromol rem 350 mm dan sudut kontak untuk setiap sepatu adalah 100°. Jika koefisien gesek antara tromol rem dan lapisan adalah 0,4; tentukan:

1. Gaya pegas S untuk mengatur rem,
2. Lebar sepatu rem, jika tekanan bearing pada material lapisan tidak melebihi 0,3 N/mm².



Gambar 16 : Rem sepatu ganda.

Penyelesaian:

Diketahui: $T_B = 1400 \text{ N-m} = 1400 \times 10^3 \text{ N-mm}$; $d = 350 \text{ mm}$ or $r = 175 \text{ mm}$;
 $2\theta = 100^\circ = 100 \times \pi / 180 = 1.75 \text{ rad}$; $\mu = 0.4$; $p_b = 0.3 \text{ N/mm}^2$

Sudut kontak lebih besar dari pada 60°, maka koefisien gesek ekuivalen menjadi :

$$\mu' = \frac{4\mu \sin \theta}{2\theta + \sin 2\theta} = \frac{4 \times 0.4 \times \sin 50^\circ}{1.75 + \sin 100^\circ} = 0.45$$

Momen terhadap titik tumpu (fulcrum) O1, diperoleh:

$$\begin{aligned}
S \times 450 &= R_{N1} \times 200 + F_{t1} (175 - 40) \\
&= \frac{F_{t1}}{0.45} \times 200 + F_{t1} \times 135 \quad \dots(R_{N1} = F_{t1}/\mu) \\
&= 579.4 F_{t1} \\
F_{t1} &= S \times 450 / 579.4 = 0.776 S
\end{aligned}$$

Momen terhadap titik tumpu (fulcrum) O₂, diperoleh:

$$\begin{aligned}
S \times 450 + F_{t2} (175 - 40) &= R_{N2} \times 200 = \frac{F_{t2}}{0.45} \times 200 = 444.4 F_{t2} \quad \dots(R_{N2} = F_{t2}/\mu) \\
444.4 F_{t2} - 135 F_{t2} &= S \times 450 \\
309.4 F_{t2} &= S \times 450 \\
\therefore F_{t2} &= S \times 450 / 309.4 = 1.454 S
\end{aligned}$$

Gaya pegas S dapat dicari melalui persamaan torsi pengereman :

$$\begin{aligned}
1400 \times 10^3 &= (F_{t1} + F_{t2}) r = (0.776 S + 1.454 S) 175 = 390.25 S \\
S &= 1400 \times 10^3 / 390.25 = 3587 \text{ N}
\end{aligned}$$

2. Lebar sepatu rem (*b*)

Luas proyeksi untuk satu sepatu,

$$A_b = b (2r \sin \theta) = b (2 \times 175 \sin 50^\circ) = 268 b \text{ mm}^2$$

Gaya normal pada sisi kanan sepatu,

$$R_{N1} = \frac{F_{t1}}{\mu'} = \frac{0.776 \times S}{0.45} = \frac{0.776 \times 3587}{0.45} = 6186 \text{ N}$$

Gaya normal pada sisi kiri sepatu,

$$R_{N2} = \frac{F_{t2}}{\mu'} = \frac{1.454 \times S}{0.45} = \frac{1.454 \times 3587}{0.45} = 11 590 \text{ N}$$

Karena $R_{N2} > R_{N1}$ maka gaya normal maksimum terjadi pada sisi kiri sepatu (R_{N2}).

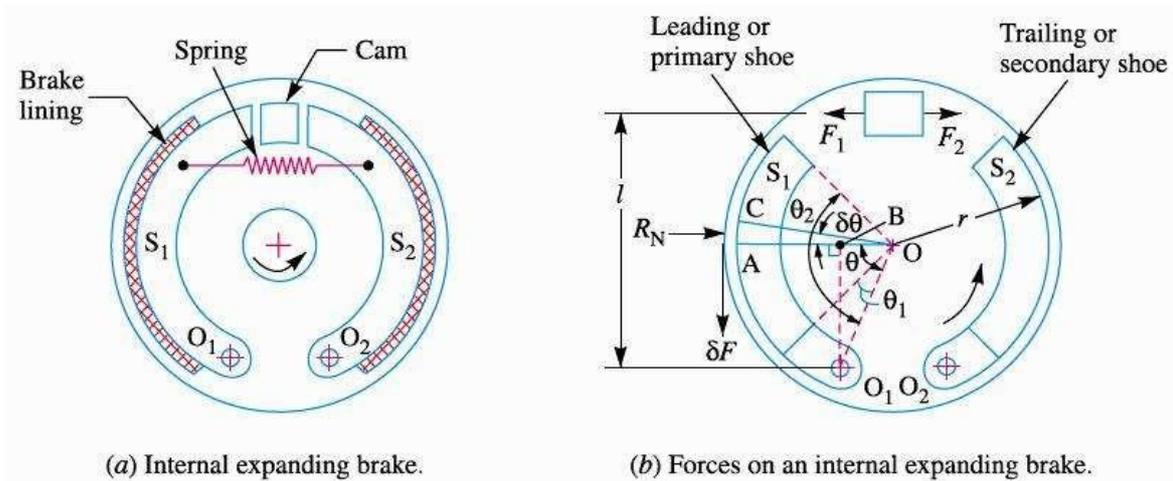
Jadi lebar sepatu rem adalah :

$$\begin{aligned}
0.3 &= \frac{R_{N2}}{A_b} = \frac{11 590}{268b} = \frac{43.25}{b} \\
b &= 43.25 / 0.3 = 144.2 \text{ mm}
\end{aligned}$$

6.8 Rem internal

Sebuah rem internal terdiri dari dua sepatu S_1 dan S_2 seperti pada gambar 17 (a). Permukaan terluar sepatu dilapisi dengan beberapa material gesek (biasanya dengan Ferodo) untuk meningkatkan koefisien gesek dan mencegah keausan logam. Setiap sepatu ditumpu pada satu ujung terhadap titik tumpu O₁ dan O₂ dan dihubungkan dengan sebuah cam pada ujung lain. Ketika cam berputar, sepatu ditekan keluar melawan pinggiran

tromol. Gesekan antara sepatu dan tromol menghasilkan torsi pengereman dan di sini menurunkan kecepatan tromol. Tipe re mini umumnya digunakan pada motor, mobil dan truk.



Gambar 17: Rem internal

Ketika tromol berputar dalam arah berlawanan jarum jam (ccw) seperti pada Gambar 17 (b), sepatu sisi kiri dinamakan *sepatu utama (leading or primary shoe)*, sedangkan sepatu sisi kanan dinamakan *sepatu sekunder (trailing or secondary shoe)*.

- Misalkan
- r = Radius internal pinggiran roda,
 - b = Lebar lapisan rem,
 - p_1 = Intesitas tekanan normal maksimum ,
 - p_N = Tekanan normal,
 - F_1 = Gaya yang diberikan oleh cam pada sepatu utama,
 - F_2 = Gaya yang diberikan oleh cam pada sepatu sekunder,

Perhatikan sebuah elemen kecil dari lapisan rem AC membentuk sudut $\delta\theta$ pada pusat. Misalkan OA membuat sudut θ dengan OO_1 seperti pada Gambar 17 (b). Itu diasumsikan bahwa distribusi tekanan pada sepatu adalah uniform. Laju keausan darilapisan sepatu berbanding lurus dengan jarak tegak lurus dari O_1 ke OA , yakni O_1B . Dari geometri gambar diperoleh hubungan:

$$O_1B = OO_1 \sin \theta$$

Tekanan normal pada A:

Aksi gaya normal pada elemen:

$$\delta R_N = \text{Normal pressure} \times \text{Area of the element}$$

$$\delta R_N = p_N (b \cdot r \cdot \delta\theta) = p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta\theta)$$

Gaya gesek atau pengereman pada elemen:

$$\delta F = \mu \cdot \delta R_N = \mu p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta)$$

Torsi pengereman akibat elemen terhadap O:

$$\delta T_B = \delta F \cdot r = \mu p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) r = \mu p_1 b r^2 (\sin \theta \cdot \delta \theta)$$

Dan total torsi pengereman terhadap O untuk satu sepatu:

$$\begin{aligned} T_B &= \mu p_1 b r^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta = \mu p_1 b r^2 [-\cos \theta]_{\theta_1}^{\theta_2} \\ &= \mu p_1 b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \end{aligned}$$

Momen gaya normal δR_N dari elemen terhadap titik tumpu O_1 adalah:

$$\begin{aligned} \delta M_N &= \delta R_N \times O_1 B = \delta R_N (OO_1 \sin \theta) \\ &= p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) (OO_1 \sin \theta) = p_1 \sin^2 \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) OO_1 \end{aligned}$$

Total momen gaya normal terhadap titik tumpu O_1 adalah:

$$\begin{aligned} M_N &= \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_1 \sin^2 \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) OO_1 = p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \\ &= p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{2} (1 - \cos 2\theta) d\theta \quad \dots \left[\because \sin^2 \theta = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\theta) \right] \\ &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \left[\theta - \frac{\sin 2\theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \\ &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \left[\theta_2 - \frac{\sin 2\theta_2}{2} - \theta_1 + \frac{\sin 2\theta_1}{2} \right] \\ &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 \left[(\theta_2 - \theta_1) + \frac{1}{2} (\sin 2\theta_1 - \sin 2\theta_2) \right] \end{aligned}$$

Momen gaya gesek δF terhadap titik tumpu O_1 :

$$\begin{aligned} \delta M_F &= \delta F \times AB = \delta F (r - OO_1 \cos \theta) \quad \dots (\because AB = r - OO_1 \cos \theta) \\ &= \mu \cdot p_1 \sin \theta (b \cdot r \cdot \delta \theta) (r - OO_1 \cos \theta) \\ &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r (r \sin \theta - OO_1 \sin \theta \cos \theta) \delta \theta \\ &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left(r \sin \theta - \frac{OO_1}{2} \sin 2\theta \right) \delta \theta \quad \dots (\because 2 \sin \theta \cos \theta = \sin 2\theta) \end{aligned}$$

Total momen gaya gesek δF terhadap titik tumpu O_1 :

$$\begin{aligned}
M_F &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(r \sin \theta - \frac{OO_1}{2} \sin 2\theta \right) d\theta \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left[-r \cos \theta + \frac{OO_1}{4} \cos 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left[-r \cos \theta_2 + \frac{OO_1}{4} \cos 2\theta_2 + r \cos \theta_1 - \frac{OO_1}{4} \cos 2\theta_1 \right] \\
&= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left[r (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) + \frac{OO_1}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \right]
\end{aligned}$$

Untuk sepatu utama, momen terhadap titik tumpu O_1 :

$$F_1 \times l = M_N - M_F$$

Untuk sepatu sekunder, momen terhadap titik tumpu O_2 :

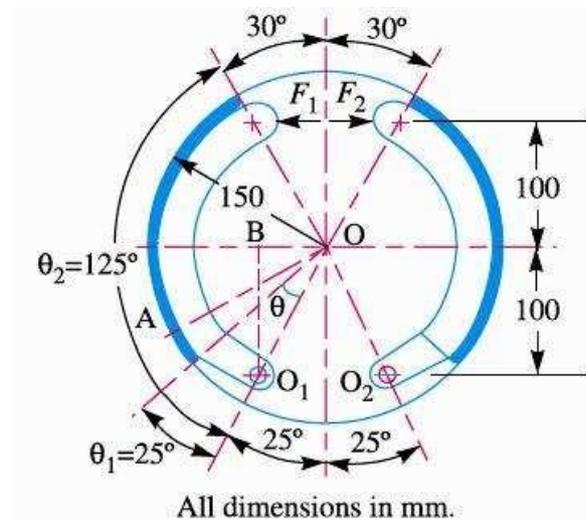
$$F_2 \times l = M_N + M_F$$

Catatan: Jika $M_F > M_N$, maka rem menjadi mengunci sendiri.

Contoh 4:

Gambar 18 menunjukkan susunan dua sepatu rem yang memakai permukaan internal dari sebuah tromol rem silindris. Gaya pengereman F_1 dan F_2 diterapkan seperti pada Gambar 18 dan setiap sepatu menumpu pada titik tumpu O_1 dan O_2 . Lebar lapisan rem = 35 mm.

Intensitas tekanan pada titik A adalah $0,4 \sin \theta \text{ N/mm}^2$, dimana θ diukur seperti ditunjukkan dari setiap tumpuan. Koefisien gesek = 0,4. Tentukan torsi pengereman dan besarnya gaya F_1 dan F_2 .



Gambar 18

Penyelesaian :

Diketahui : $b = 35 \text{ mm}$; $\mu = 0.4$; $r = 150 \text{ mm}$; $l = 200 \text{ mm}$; $\theta_1 = 25^\circ$; $\theta_2 = 125^\circ$

Karena intensitas tekanan normal pada setiap titik adalah $0,4 \sin \theta \text{ N/mm}^2$, oleh karena itu intensitas tekanan normal maksimum adalah :

$$p_1 = 0,4 \text{ N/mm}^2$$

Torsi pengereman untuk satu sepatu adalah :

$$\begin{aligned} &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \\ &= 0.4 \times 0.4 \times 35 (150)^2 (\cos 25^\circ - \cos 125^\circ) \\ &= 126\,000 (0.9063 + 0.5736) = 186\,470 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

Total torsi pengereman untuk dua sepatu adalah :

$$T_B = 2 \times 186\,470 = 372\,940 \text{ N-mm}$$

Besarnya gaya F_1 dan F_2 .

Dari geometri Gambar, diperoleh :

$$\begin{aligned} OO_1 &= \frac{O_1B}{\cos 25^\circ} = \frac{100}{0.9063} = 110.3 \text{ mm} \\ \theta_1 &= 25^\circ = 25 \times \pi / 180 = 0.436 \text{ rad} \\ \theta_2 &= 125^\circ = 125 \times \pi / 180 = 2.18 \text{ rad} \end{aligned}$$

Total momen gaya normal terhadap titik tumpu O_1 adalah:

$$\begin{aligned} M_N &= \frac{1}{2} p_1 \cdot b \cdot r \cdot OO_1 [(\theta_2 - \theta_1) + \frac{1}{2} (\sin 2\theta_1 + \sin 2\theta_2)] \\ &= \frac{1}{2} \times 0.4 \times 35 \times 150 \times 110.3 [(2.18 - 0.436) + \frac{1}{2} (\sin 50^\circ - \sin 250^\circ)] \\ &= 115\,815 \left[1.744 + \frac{1}{2} (0.766 + 0.9397) \right] = 300\,754 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

Total momen gaya gesek terhadap titik tumpu O_1 adalah:

$$\begin{aligned} M_F &= \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \left[r (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) + \frac{OO_1}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) \right] \\ &= 0.4 \times 0.4 \times 35 \times 150 \left[150 (\cos 25^\circ - \cos 125^\circ) + \frac{110.3}{4} (\cos 250^\circ - \cos 50^\circ) \right] \\ &= 840 [150 (0.9063 + 0.5736) + 27.6 (-0.342 - 0.6428)] \\ &= 840 (222 - 27) = 163\,800 \text{ N-mm} \end{aligned}$$

Untuk sepatu utama, momen terhadap titik tumpu O_1 :

$$\begin{aligned} F_1 \times l &= M_N - M_F \\ F_1 \times 200 &= 300\,754 - 163\,800 = 136\,954 \\ \therefore F_1 &= 136\,954 / 200 = 685 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk sepatu sekunder, momen terhadap titik tumpu O_2 :

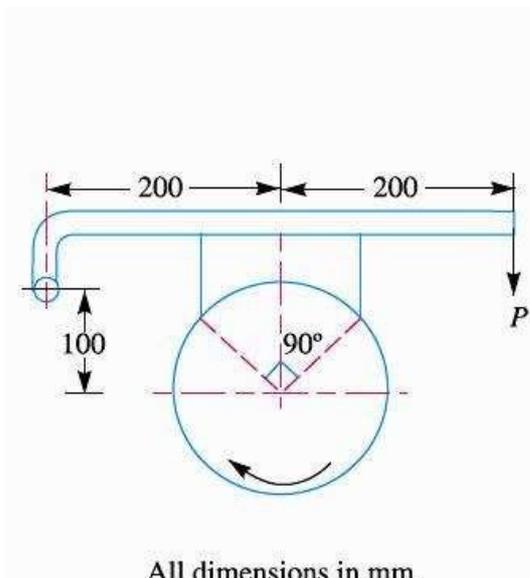
$$F_2 \times l = M_N + M_F$$

$$F_2 \times 200 = 300\,754 + 163\,800 = 464\,554$$

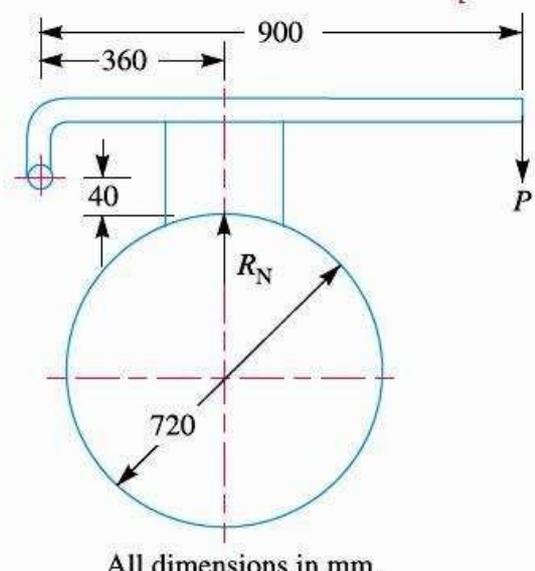
$$\therefore F_2 = 464\,554 / 200 = 2323 \text{ N.}$$

Latihan:

1. Sebuah flywheel (roda gila) massanya 100 kg dan radius girasi 350 mm berputar pada 720 rpm. Flywheel dihentikan dengan memakai rem. Massa tromol rem adalah 5 kg. Tromol rem dibuat dari besi cor FG 260 mempunyai panas spesifik 460 J/kg°C. Asumsikan bahwa total panas yang dibangkitkan adalah diserap oleh tromol rem, hitung kenaikan temperatur.
2. Sebuah rem block tunggal seperti pada Gambar 19, mempunyai diameter tromol (drum) 250 mm. Sudut kontak 90° dan kosefisien gesek antara tromol dan lapisan 0,35. Jika torsi yang ditransmisikan oleh rem adalah 70 Nm, tentukan gaya P yang dibutuhkan untuk mengoperasikan rem.



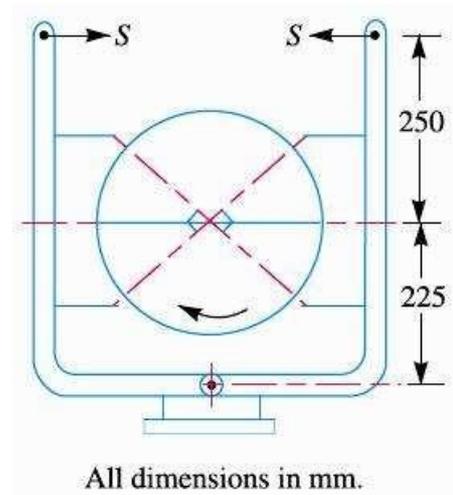
Gambar 19.



Gambar 20.

3. Sebuah rem block tunggal seperti pada Gambar 20, mempunyai diameter tromol (drum) 720 mm. Koefisien gesek diambil 0,3. Jika rem menahan torsi sebesar 225 Nm pada 500 rpm, tentukan:
 - a. Gaya P yang dibutuhkan untuk mengoperasikan rem untuk putaran cw dari tromol.
 - b. Gaya P yang dibutuhkan untuk mengoperasikan rem untuk putaran ccw dari tromol.
 - c. Lokasi titik tumpu untuk membuat rem mengunci sendiri untuk putaran cw dari tromol.

4. Sebuah rem sepatu ganda ditunjukkan pada Gambar 21. Diameter tromol rem 300 mm dan sudut kontak untuk setiap sepatu adalah 90° . Jika koefisien gesek untuk lapisan rem dan tromol adalah 0,4, tentukan gaya pegas untuk mentransmisikan torsi 30 Nm. Juga tentukan lebar sepatu rem, jika tekanan bearing pada material lapisan tidak melebihi $0,28 \text{ N/mm}^2$.



Gambar 21.

BAB VII

KOPLING TIDAK TETAP

7.1 Pendahuluan

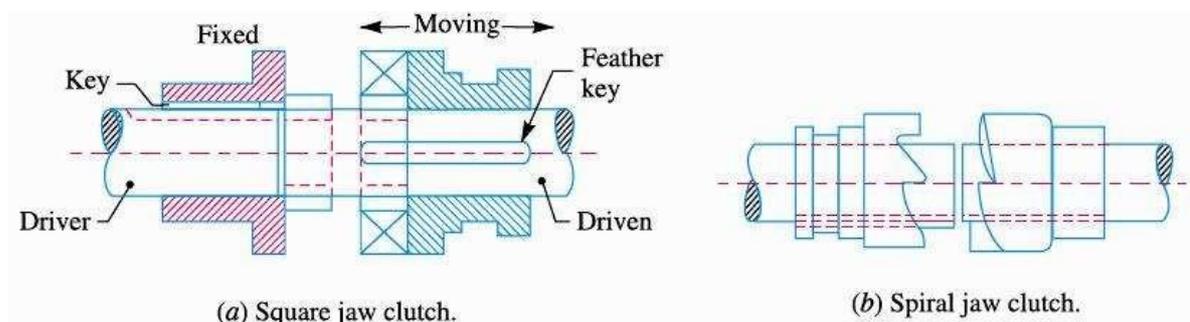
Kopling tidak tetap (clutch) adalah sebuah elemen mesin yang digunakan untuk menghubungkan poros penggerak ke poros yang digerakkan sehingga poros yang digerakkan bisa berputar dan berhenti tanpa mengentikan poros penggerak. Kegunaan clutch biasanya ditemukan pada kendaraan seperti sepeda motor, mobil atau truk. Ketika sepeda motor berhenti (poros yang digerakkan berupa poros roda belakang), tetapi mesin masih terus berputar (mesin tetap hidup).

Ada dua tipe clutch yang biasa digunakan pada praktik keteknikan, yaitu:

1. Positive clutch (kopling pasti)
2. Friction clutch (kopling gesek)

7.2 Positive clutch

Positive clutch digunakan ketika gerak positif dibutuhkan. Tipe yang paling sederhana dari positive clutch adalah *jaw* atau *claw clutch* (kopling jepit atau cakar). Jaw clutch menggunakan satu poros untuk menggerakkan poros lain melalui sebuah kontak langsung dari sambungan jepit (jaw). Itu terdiri dari dua bagian, satu bagian secara permanent dikunci ke poros penggerak oleh pasak (sunk key). Bagian yang lain dari clutch adalah bergerak dan bebas meluncur secara aksial pada poros yang digerakkan, tetapi bisa dihindari dari putaran balik ke poros dengan memakai pasak (feather key). Jaw clutch tipe persegi seperti ditunjukkan pada Gambar 1 (a) atau tipe spiral seperti pada Gambar 1 (b).



Gambar 1: Jaw clutch

7.3 Kopling gesek (Friction clutch)

Kopling gesek mempunyai aplikasi utama dalam mentransmisikan daya poros dan mesin yang sering kali distarter dan dihentikan. Aplikasi ini juga ditemukan dalam kasus

yang mana daya dipindahkan sebagian atau seluruhnya ke mesin. Gaya gesek digunakan untuk menstarter poros yang digerakkan dari kondisi diam dan perlahan-lahan mencapai putaran yang diinginkan tanpa terjadi slip pada permukaan gesek. Dalam otomotif, kopling gesek digunakan untuk menghubungkan mesin ke poros yang digerakkan. Ada beberapa hal yang perlu dicatat:

1. Permukaan kontak akan menimbulkan gaya gesek yang dapat menahan beban dengan tekanan agak rendah antara permukaan kontak.
2. Panas gesek yang ditimbulkannya, dengan cepat bisa hilang dan cenderung sangat kecil.
3. Permukaan gesek dipengaruhi oleh kekakuan material yang cukup untuk menjamin distribusi tekanan yang agak seragam (uniform).

Material yang digunakan untuk lapisan permukaan gesek dari sebuah kopling mempunyai cirri-ciri (karateristik) sebagai berikut:

1. Koefisien gesek yang tinggi dan uniform.
2. Tidak dipengaruhi oleh embun (uap basah) dan minyak (oil).
3. Tahan pada temperature tinggi akibat slip.
4. Konduktivitas panas yang tinggi.
5. Ketahanan aus yang tinggi.

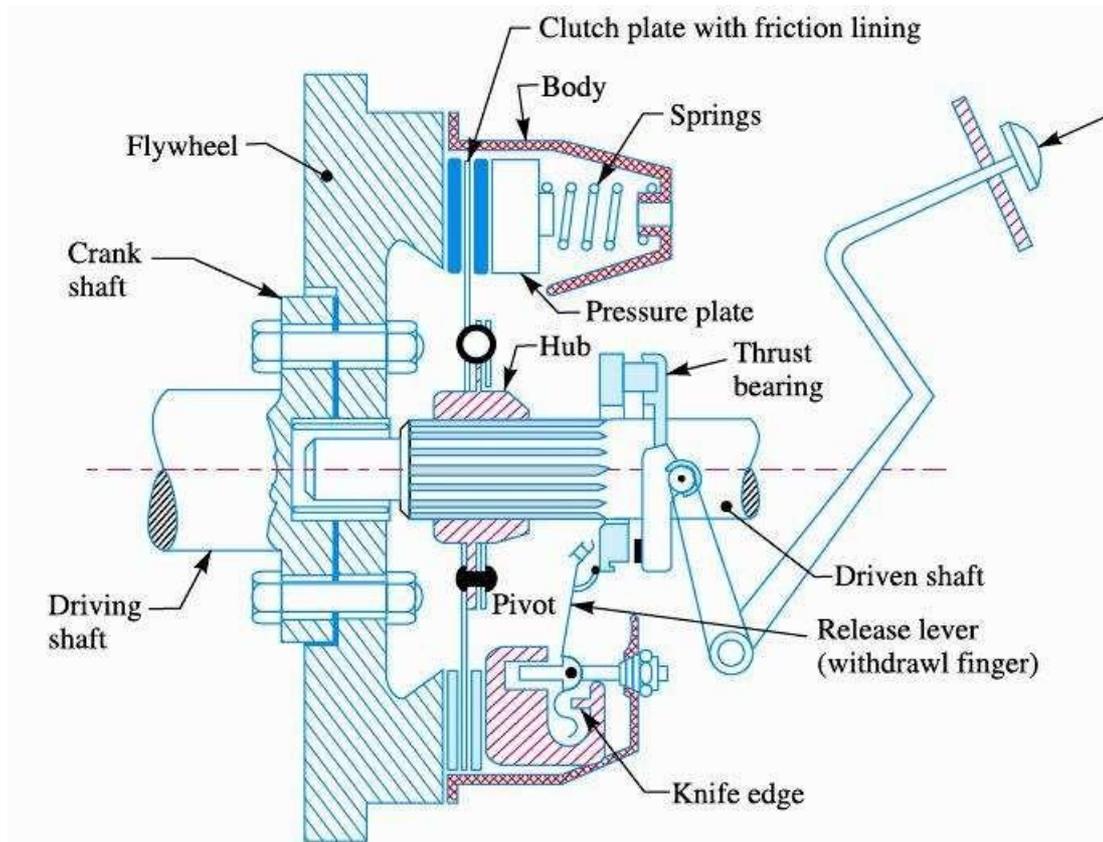
Tabel 1: Sifat material yang biasa digunakan untuk lapisan permukaan gesek

<i>Material of friction surfaces</i>	<i>Operating condition</i>	<i>Coefficient of friction</i>	<i>Maximum operating temperature (°C)</i>	<i>Maximum pressure (N/mm²)</i>
Cast iron on cast iron or steel	dry	0.15 – 0.20	250 – 300	0.25– 0.4
Cast iron on cast iron or steel	In oil	0.06	250 – 300	0.6 – 0.8
Hardened steel on Hardened steel	In oil	0.08	250	0.8 – 0.8
Bronze on cast iron or steel	In oil	0.05	150	0.4
Pressed asbestos on cast iron or steel	dry	0.3	150 – 250	0.2 – 0.3
Powder metal on cast iron or steel	dry	0.4	550	0.3
Powder metal on cast iron or steel	In oil	0.1	550	0.8

Beberapa tipe kopling gesek berikut ini adalah penting untuk diketahui, yaitu:

1. Kopling piringan atau plat (Disc atau plate clutch).
2. Kopling kerucut (cone clutch), dinamakan juga kopling gesek aksial (axial friction clutch)
3. Kopling sentrifugal (centrifugal clutch), dinamakan juga kopling gesek radial (radial friction clutch)

7.4 Kopling plat tunggal (single disc/plate clutch)

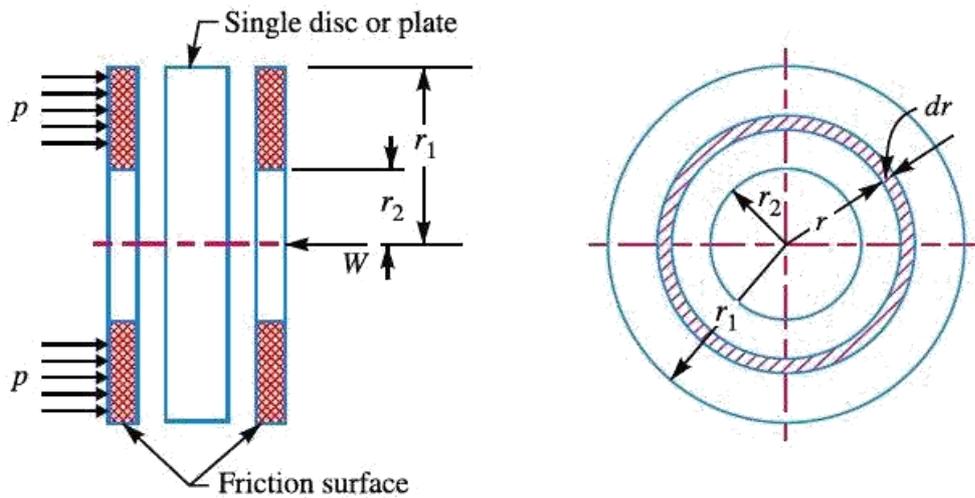


Gambar 2: Single disc/plate clutch

Single disc/plate clutch seperti ditunjukkan pada Gambar 2, terdiri dari plat kopling yang kedua sisi dilapisi dengan material gesek (biasanya Ferrodo). Itu dipasang pada *hub* yang bebas bergerak secara aksial sepanjang poros yang digerakkan (*driven shaft*). Plat tekan (*pressure plate*) dipasang di bagian dalam *body* yang dibaut ke *flywheel*. Kedua *pressure plate* dan *flywheel* berputar dengan poros engkol (*crankshaft*) mesin atau poros penggerak (*driving shaft*). *Pressure plate* menekan *plate* kopling ke arah *flywheel* dengan cara mengatur pegas (*spring*) yang diatur secara radial di sisi dalam *body*. Tuas (*release lever*) diatur sedemikian rupa dengan cara supaya *pressure plate* bergerak jauh dari *flywheel* menuju pergerakan *thrust bearing*. Bearing dipasang pada poros garpu (forked shaft) dan bergerak ke depan ketika pedal kopling ditekan.

Tekanan aksial didesak oleh pegas memberikan gaya gesek dalam arah melingkar ketika terjadi gerak relatif antara bagian penggerak dan yang digerakkan. Jika torsi akibat gaya gesek melebihi torsi yang ditransmisikan, maka tidak ada slip dan daya akan ditransmisikan dari *driving shaft* ke *driven shaft*.

Perhatikan dua permukaan gesek yang dipasang dalam kontak akibat gaya dorong aksial (W) seperti ditunjukkan pada Gambar 3 (a).



Gambar 3: Gaya pada kopling piringan/plat

- Misalkan:
- T = Torsi yang ditransmisikan oleh kopling (clutch),
 - p = Intensitas tekanan aksial yang mana permukaan kontak ditahan bersamaan.
 - r_1 dan r_2 = Radius eksternal dan internal permukaan gesek,
 - r = Radius rata-rata permukaan gesek,
 - μ = Koefisien gesek.

Perhatikan ring dasar dari radius r dan ketebalan dr seperti ditunjukkan pada Gambar 3 (b).

Luas permukaan kontak atau permukaan gesek = $2\pi.r.dr$

Gaya normal atau gaya aksial pada ring adalah:

$$\delta W = \text{Pressure} \times \text{Area} = p \times 2\pi r.dr$$

Gaya gesek pada ring yang terjadi secara tangensial pada radius r adalah:

$$F_r = \mu \times \delta W = \mu.p \times 2\pi r.dr$$

Torsi gesek yang terjadi pada ring:

$$T_r = F_r \times r = \mu.p \times 2\pi r.dr \times r = 2\pi\mu p.r^2.dr$$

Catatan:

1. Secara umum, torsi gesek yang terjadi pada permukaan gesek (pada clutch) adalah:

$$T = n.\mu.W.R$$

- dimana:
- n = Jumlah pasangan permukaan kontak (gesekan),
 - R = Radius rata-rata permukaan gesek

$$R = \frac{2}{3} \left[\frac{(r_1)^3 - (r_2)^3}{(r_1)^2 - (r_2)^2} \right] \quad (\text{untuk tekanan uniform})$$

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (\text{untuk keausan uniform})$$

2. Untuk kopling plat/piringan tunggal, secara normal kedua sisi piringan adalah efektif. Oleh karena itu, kopling plat tunggal mempunyai dua pasang permukaan kontak ($n = 2$).

3. Karena intensitas tekanan adalah maksimum pada radius bagian dalam (r_2) dari permukaan gesek/kontak, maka persamaan intensitas tekanan adalah:

$$p_{max} \times r_2 = C \quad \text{atau} \quad p_{max} = C / r_2$$

4. Karena intensitas tekanan adalah minimum pada radius bagian luar (r_1) dari permukaan gesek/kontak, maka persamaan intensitas tekanan adalah:

$$p_{min} \times r_1 = C \quad \text{atau} \quad p_{min} = C / r_1$$

5. Tekanan rata-rata (p_{av}) pada permukaan gesek/kontak adalah :

$$p_{av} = \frac{\text{Total gaya pada permukaan gesek}}{\text{Luas penampang permukaan gesek}} = \frac{W}{\pi [(r_1)^2 - (r_2)^2]}$$

6. Dalam kasus pada clutch yang baru, intensitas tekanan mendekati uniform, tetapi pada clutch yang tua teori keausan uniform lebih mendekati.

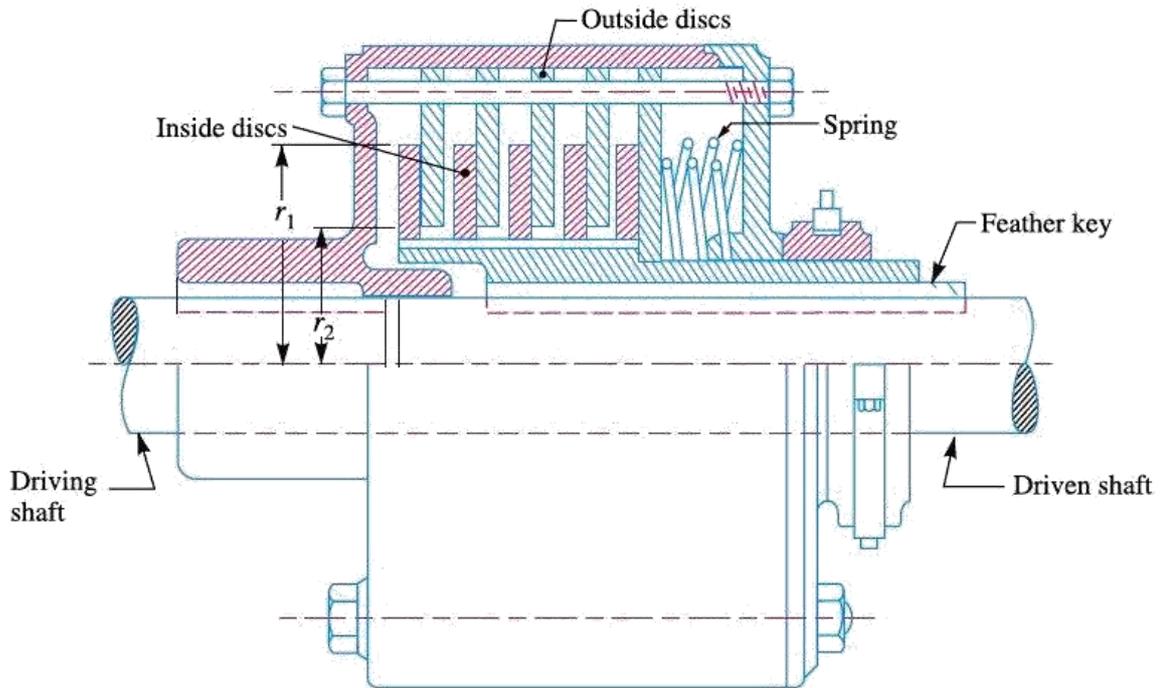


A twin disk clutch

Gambar 4: Clutch piringan kembar (rangkap dua)

7.5 Kopling piringan ganda (multiple disc clutch)

Seperti ditunjukkan pada Gambar 5, clutch ini digunakan ketika mentransmisikan torsi yang besar. Bagian dalam piringan (biasanya dari baja) dikunci ke driven shaft (poros yang digerakkan) untuk melakukan gerak aksial. Piringan bagian luar (biasanya dari perunggu) diikat dengan baut dan dikunci dalam kerangkayang mana disambung dengan pasak ke dricing shaft (poros penggerak). Multiple disc clutch secara luas digunakan dalam mobil dan mesin perkakas dan lain-lain.



Gambar 5: Multiple disc clutch

Misalkan n_1 = Jumlah pringan (disc) pada driving shaft.

n_2 = Jumlah pringan (disc) pada driven shaft.

Jumlah pasangan dari permukaan kontak:

$$n = n_1 + n_2 - 1$$

Total torsi gesek yang terjadi pada permukaan gesek (pada clutch) adalah:

$$T = n \cdot \mu \cdot W \cdot R$$

dimana R = Radius rata-rata permukaan gesek

$$R = \frac{2}{3} \left[\frac{(r_1)^3 - (r_2)^3}{(r_1)^2 - (r_2)^2} \right] \quad (\text{untuk tekanan uniform})$$

(untuk keausan uniform)

Contoh 1:

Tentukan tekanan rata-rata, minimum dan maksimum pada sebuah kopling clutch ketika gaya aksial adalah 4 kN. Radius bagian dalam permukaan kontak 50 mm dan radius bagian luar 100 mm. Asumsikan keausan uniform.

Penyelesaian:

Diketahui: $W = 4 \text{ kN} = 4000 \text{ N}$; $r_2 = 50 \text{ mm}$; $r_1 = 100 \text{ mm}$

Tekanan maksimum

Intensitas tekanan maksimum terjadi pada radius bagian dalam, oleh karena itu:

$$p_{max} \times r_2 = C \quad C = 50 p_{max}$$

Total gaya pada permukaan kontak (W) dipakai untuk menentukan tekanan maksimum:

$$4000 = 2\pi C (r_1 - r_2) = 2\pi \times 50 p_{max} (100 - 50) = 15\,710 p_{max}$$

$$p_{max} = 4000 / 15\,710 = 0.2546 \text{ N/mm}^2$$

Tekanan minimum

Intensitas tekanan maksimum terjadi pada radius bagian luar, oleh karena itu:

$$p_{min} \times r_1 = C \qquad C = 100 p_{min}$$

Total gaya pada permukaan kontak (W) dipakai untuk menentukan tekanan minimum:

$$4000 = 2\pi C (r_1 - r_2) = 2\pi \times 100 p_{min} (100 - 50) = 31\,420 p_{min}$$

$$p_{min} = 4000 / 31\,420 = 0.1273 \text{ N/mm}^2$$

Tekanan rata-rata (p_{av})

$$p_{av} = \frac{\text{Total normal force on contact surface}}{\text{Cross-sectional area of contact surface}} = \frac{W}{\pi[(r_1)^2 - (r_2)^2]}$$

$$= \frac{4000}{\pi[(100)^2 - (50)^2]} = 0.17 \text{ N/mm}^2$$

Contoh 2:

sebuah kopling plat mempunyai sebuah plat penggerak tunggal dengan permukaan kontak pada setiap sisi dibutuhkan untuk mentransmisikan daya 110 kW pada 1250 rpm. Diameter luar dari permukaan kontak adalah 300 mm. Koefisien gesek adalah 0,4.

- Asumsikan tekanan uniform $0,17 \text{ N/mm}^2$, tentukan diameter dalam dari permukaan gesek.
- Asumsikan dimensinya sama dan total axial thrust (dorongan aksial) sama, tentukan torsi maksimum yang dapat ditransmisikan dan intensitas tekanan maksimum ketika kondisi keausan uniform.

Penyelesaian:

Diketahui: $P = 110 \text{ kW} = 110 \times 10^3 \text{ W}$; $N = 1250 \text{ r.p.m.}$; $d_1 = 300 \text{ mm}$ or $r_1 = 150 \text{ mm}$;
 $\mu = 0.4$; $p = 0.17 \text{ N/mm}^2$

Misalkan: $r_2 =$ Radius internal permukaan gesek,

$d_2 =$ Diameter internal permukaan gesek,

- **Mencari diameter dalam**

Torsi yang ditransmisikan oleh clutch (kopling):

$$T = \frac{P \times 60}{2 \pi N} = \frac{110 \times 10^3 \times 60}{2 \pi \times 1250} = 840 \text{ N-m}$$

$$= 840 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Axial thrust dengan permukaan kontak diikat bersamaan:

$$\begin{aligned} W &= \text{Pressure} \times \text{Area} = p \times \pi [(r_1)^2 - (r_2)^2] \\ &= 0.17 \times \pi [(150)^2 - (r_2)^2] = 0.534 [(150)^2 - (r_2)^2] \quad \dots(i) \end{aligned}$$

Radius rata-rata dari permukaan kontak untuk kondisi tekanan uniform:

$$R = \frac{2}{3} \left[\frac{(r_1)^3 - (r_2)^3}{(r_1)^2 - (r_2)^2} \right] = \frac{2}{3} \left[\frac{(150)^3 - (r_2)^3}{(150)^2 - (r_2)^2} \right]$$

Torsi yang ditransmisikan oleh clutch dipakai untuk mencari diameter dalam:

$$\begin{aligned} 840 \times 10^3 &= n \cdot \mu \cdot W \cdot R \\ &= 2 \times 0.4 \times 0.534 [(150)^2 - (r_2)^2] \times \frac{2}{3} \left[\frac{(150)^3 - (r_2)^3}{(150)^2 - (r_2)^2} \right] \quad \dots(\because n = 2) \\ &= 0.285 [(150)^3 - (r_2)^3] \\ (150)^3 - (r_2)^3 &= 840 \times 10^3 / 0.285 = 2.95 \times 10^6 \\ (r_2)^3 &= (150)^3 - 2.95 \times 10^6 = 0.425 \times 10^6 \text{ or } r_2 = 75 \text{ mm} \\ d_2 &= 2r_2 = 2 \times 75 = 150 \text{ mm} \end{aligned}$$

- **Torsi maksimum yang ditransmisikan**

Axial thrust dari persamaan (i) di atas:

$$\begin{aligned} W &= 0.534 [(150)^2 - (r_2)^2] \\ &= 0.534 [(150)^2 - (75)^2] = 9011 \text{ N} \end{aligned}$$

Radius rata-rata permukaan kontak untuk kondisi keausan uniform:

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{150 + 75}{2} = 112.5 \text{ mm}$$

Torsi maksimum yang ditransmisikan

$$\begin{aligned} T &= n \cdot \mu \cdot W \cdot R = 2 \times 0.4 \times 9011 \times 112.5 = 811 \times 10^3 \text{ N-mm} \\ &= 811 \text{ N-m} \end{aligned}$$

Intensitas tekanan maksimum

Untuk kondisi keausan uniform, $p \cdot r = C$ (sebuah konstanta). Karena intensitas tekanan adalah maksimum pada radius dalam (r_2), oleh karena itu:

$$p_{max} \times r_2 = C \qquad C = p_{max} \times 75 \text{ N/mm}$$

Maka melalui persamaan axial thrust (W), Intensitas tekanan maksimum dapat diperoleh:

$$\begin{aligned} 9011 &= 2 \pi C (r_1 - r_2) = 2\pi \times p_{max} \times 75 (150 - 75) = 35\,347 p_{max} \\ p_{max} &= 9011 / 35\,347 = 0.255 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Contoh 3:

Sebuah multiple disc clutch mempunyai lima plat dengan empat pasang permukaan gesek aktif. Jika intensitas tekanan tidak melebihi $0,127 \text{ N/mm}^2$, tentukan daya yang ditransmisikan pada 500 rpm. Radius luar dan dalam dari permukaan gesek berturut-turut adalah 125 mm dan 75 mm. Asumsikan keausan uniform dan ambil koefisien gesek = 0,3. Penyelesaian:

Diketahui: $n_1 + n_2 = 5$; $n = 4$; $p = 0.127 \text{ N/mm}^2$;
 $N = 500 \text{ r.p.m.}$; $r_1 = 125 \text{ mm}$; $r_2 = 75 \text{ mm}$; $\mu = 0.3$

Untuk keausan uniform, $p.r = C$ (sebuah konstanta).

Karena intensitas tekanan maksimum radius dalam
(r_2) oleh karena itu:

$$p.r_2 = C$$
$$C = 0.127 \times 75 = 9.525 \text{ N/mm}$$

Gaya aksial yang dibutuhkan untuk clutch:

$$W = 2\pi C (r_1 - r_2) = 2\pi \times 9.525 (125 - 75) = 2993 \text{ N}$$

Radius rata-rata permukaan gesek

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{125 + 75}{2} = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

Torsi yang ditransmisikan :

$$T = n.\mu.W.R = 4 \times 0.3 \times 2993 \times 0.1 = 359 \text{ N-m}$$

Daya yang ditransmisikan adalah:

$$P = \frac{T \times 2 \pi N}{60} = \frac{359 \times 2 \pi \times 500}{60} = 18\,800 \text{ W} = 18.8 \text{ kW}$$



A twin-disk clutch

Contoh 4:

Sebuah multiple disc clutch mempunyai 3 disc pada driving shaft dan 2 disc pada driven shaft. Diameter dalam dari permukaan kontak adalah 120 mm. Tekanan maksimum antara permukaan dibatasi $0,1 \text{ N/mm}^2$. Rancanglah clutch untuk mentransmisikan 25 kW pada 1575 rpm. Asumsikan kondisi keausan uniform dan koefisien gesek = 0,3. Penyelesaian:

Diketahui: $n_1 = 3$; $n_2 = 2$; $d_2 = 120 \text{ mm}$ or $r_2 = 60 \text{ mm}$; $p_{max} = 0.1 \text{ N/mm}^2$;
 $P = 25 \text{ kW} = 25 \times 10^3 \text{ W}$; $N = 1575 \text{ r.p.m.}$; $\mu = 0.3$

Torsi yang ditransmisikan :

$$T = \frac{P \times 60}{2 \pi N} = \frac{25 \times 10^3 \times 60}{2 \pi \times 1575} = 151.6 \text{ N-m} = 151\,600 \text{ N-mm}$$

Untuk kondisi keausan uniform, $p.r = C$ (sebuah konstanta). Karena intensitas tekanan adalah maksimum pada radius dalam (r_2), oleh karena itu:

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

$$C = 0.1 \times 60 = 6 \text{ N/mm}$$

Gaya aksial pada setiap permukaan gesek:

$$W = 2\pi C (r_1 - r_2) = 2\pi \times 6(r_1 - 60) = 37.7 (r_1 - 60)$$

Radius rata-rata permukaan gesek adalah:

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{r_1 + 60}{2} = 0.5 r_1 + 30$$

Jumlah pasangan untuk permukaan kontak:

$$n = n_1 + n_2 - 1 = 3 + 2 - 1 = 4$$

Torsi yang ditransmisikan:

$$151\,600 = n \cdot \mu \cdot W \cdot R = 4 \times 0.3 \times 37.7 (r_1 - 60) (0.5 r_1 + 30)$$

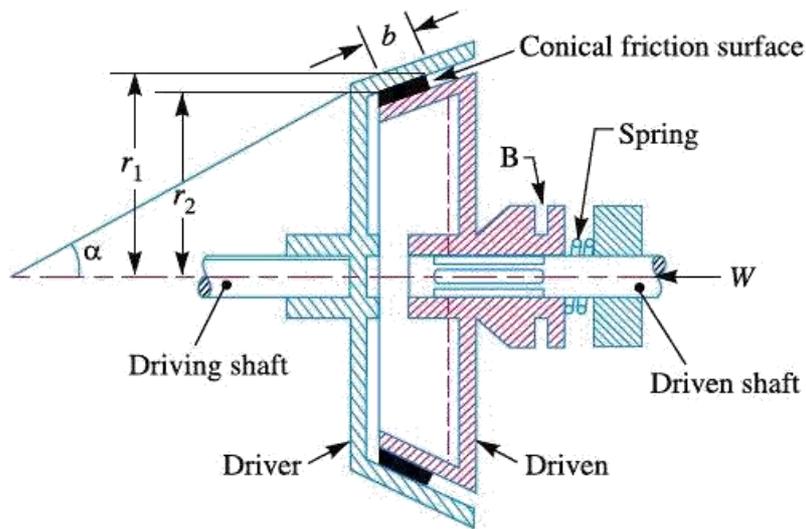
$$= 22.62 (r_1)^2 - 81\,432$$

$$(r_1)^2 = \frac{151\,600 + 81\,432}{22.62} = 10\,302$$

$$r_1 = 101.5 \text{ mm}$$

7.6 Kopling kerucut (cone clutch)

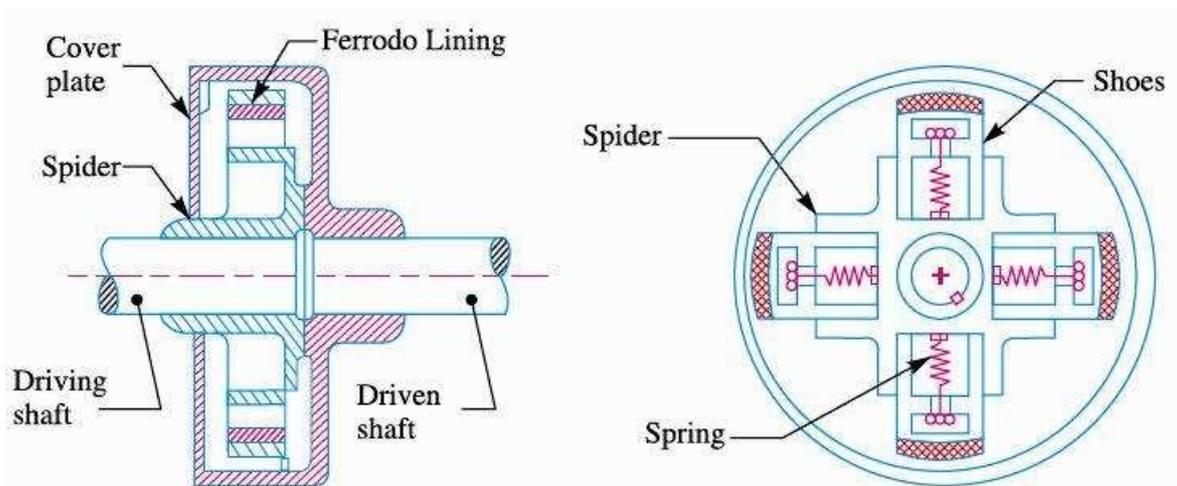
Seperti ditunjukkan pada gambar 6, kopling kerucut seringkali digunakan pada otomotif, tetapi sekarang ini telah digantikan oleh disc clutch. Kopling kerucut terdiri dari satu pasang permukaan gesek. Dalam kopling ini, penggerak disambung pasak ke driving shaft oleh sebuah sunk key dan mempunyai permukaan kerucut bagian dalam. Bagian yang digerakkan akan diam pada feather key dalam driven shaft, bisa digeser sepanjang poros oleh sebuah tuas pengangkat yang diberikan pada B, supaya menyatukan clutch dengan adanya kontak dua permukaan kerucut. Akibat tahanan gesek pada permukaan kontak ini, maka torsi ditransmisikan dari poros satu ke poros lainnya. Pegas ini menahan permukaan clutch dalam kontak dan menjaga tekanan antara mereka, dan tuas pengangkat hanyadigunakan untuk pelepasan clutch. Permukaan kontak dari clutch merupakan kontak logamdengan logam, tetapi lebih sering bagian yang digerakkan dilapisi dengan beberapa material seperti kayu, kulit, asbes dan lain-lain. Material permukaan clutch (permukaan kontak) tergantung pada tekanan normal yang diijinkan dan koefisien gesek.



Gambar 6: Cone clutch

7.7 Kopling sentrifugal (centrifugal clutch)

Kopling sentrifugal biasanya digabungkan ke dalam pulley motor. Itu terdiri dari sejumlah sepatu (shoe) pada bagian dalam dari pelek pulley, seperti ditunjukkan pada Gambar 7.



Gambar 7: Kopling sentrifugal.

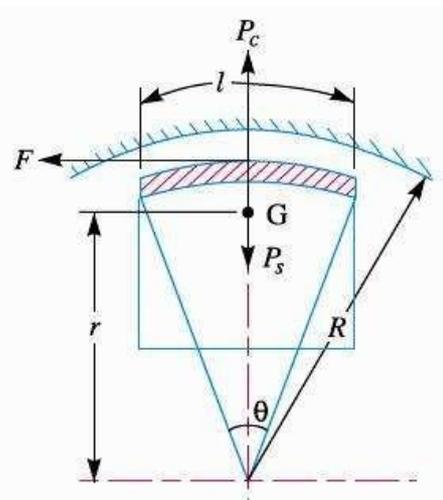
Permukaan luar dari sepatu (shoe) ditutup dengan sebuah bahan gesek. Sepatu ini dapat bergerak secara radial, dipegang dalam spider pada poros penggerak (driving shaft) oleh pegas. Pegas menarik sebuah gaya masuk secara radial yang diasumsikan konstan. Berat sepatu, ketika berputar mengakibatkan gaya sentrifugal (gaya keluar secara radial). Besarnya gaya sentrifugal ini tergantung pada kecepatan (putaran) sepatu. Sebuah pertimbangan kecil akan menunjukkan bahwa ketika gaya sentrifugal lebih rendah dari pada gaya pegas, maka sepatu tetap pada posisi sama seperti ketika poros penggerak seimbang, tetapi ketika gaya sentrifugal adalah sama dengan gaya pegas, maka sepatu hanya mengambang. Ketika gaya sentrifugal menarik gaya pegas, sepatu bergerak keluar

dan terjadi kontak dengan bagian yang digerakkan dan menekannya. Gaya yang mana sepatu menekan pada bagian yang digerakkan adalah perbedaan dari gaya sentrifugal dan gaya pegas. Kenaikan putaran mengakibatkan sepatu menekan lebih keras dan torsi yang ditransmisikan menjadi lebih besar.

Dalam perancangan kopling sentrifugal, adalah dibutuhkan untuk menentukan berat sepatu, ukuran sepatu dan dimensi pegas. Prosedur berikut bisa dipakai untuk desain sebuah kopling sentrifugal.

1. Massa sepatu

Perhatikan satu sepatu dari kopling sentrifugal seperti pada Gambar 8.



Gambar 8: Gaya-gaya pada setiap sepatu pada kopling sentrifugal

- Misalkan $m =$ Massa setiap sepatu, $n =$ Jumlah sepatu,
 $r =$ Jarak pusat gravitasi sepatu dari pusat spider,
 $R =$ Radius bagian dalam pulley,
 $N =$ Putaran berjalan dari pulley,
 $\omega =$ Putaran sudut berjalan dari pulley (rad/s) = $2\pi.N/60$ rad/s
 $\omega_1 =$ Putaran sudut pada saat penyatuan awal mengambil posisi,
 $\mu =$ Koefisien gesek antara sepatu dan pelek.

Gaya sentrifugal yang terjadi pada setiap sepatu ketika putaran berjalan adalah :

$$P_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Ketika putaran pada saat penyatuan awal mengambil posisi adalah umumnya sebesar $\frac{3}{4}$ kali putaran berjalan, oleh karena itu gaya masuk pada setiap sepatu ditarik oleh pegas sebesar :

$$P_s = m (\omega_1)^2 r = m \left(\frac{3}{4} \omega \right)^2 r = \frac{9}{16} m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Gaya radial keluar neto (gaya sentrifugal) dengan sepatu menekan melawan pelek pada putaran berjalan sebesar :

$$= P_c - P_s = m \cdot \omega^2 \cdot r - \frac{9}{16} m \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{7}{16} m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Gaya gesek yang terjadi secara tangensial pada setiap sepatu adalah:

$$F = \mu (P_c - P_s)$$

Torsi gesek yang terjadi pada setiap sepatu adalah :

$$= F \times R = \mu (P_c - P_s) R$$

Total torsi gesek yang ditransmisikan :

$$T = \mu (P_c - P_s) R \times n = n \cdot F \cdot R$$

Dari pernyataan di atas, massa sepatu (m) dapat dievaluasi (dihitung).

2. Ukuran sepatu

Misalkan l = Panjang kontak dari sepatu,

b = Lebar sepatu,

R = Radius bagian dalam pulley = Radius kontak dari sepatu,

θ = Sudut yang dibentuk oleh sepatu pada pusat spider dalam radian,

p = Intenstas tekanan pada sepatu. Untuk menjamin umur yang layak, diambil nilainya sebesar $0,1 \text{ N/mm}^2$.

Kita tahu bahwa:

$$\theta = \frac{l}{R}$$

$$l = \theta \cdot R = \frac{\pi}{3} R \quad \dots (\theta = 60^\circ = \pi / 3 \text{ rad})$$

Luas kontak dari sepatu = $l \cdot b$

Gaya ketika sepatu menekan melawan pelek = $A \times p = l \cdot b \cdot p$

Karena gaya ketika sepatu melawan pelek pada saat putaran berjalan adalah $(P_c - P_s)$,

Oleh karena itu:

$$l \cdot b \cdot p = P_c - P_s$$

Dari pernyataan di atas, lebar sepatu (b) dapat dievaluasi (dihitung).

3. Dimensi pegas

Beban pada pegas dapat dihitung dengan rumus :

$$P_s = \frac{9}{16} \times m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Dari pernyataan di atas, dimensi pegas dapat dievaluasi (dihitung).

Contoh 5 :

Sebuah kopling sentrifugal dirancang untuk mentransmisikan daya 15 kW pada putaran 900 rpm. Jumlah sepatu ada 4. Putaran awal penyatuan adalah $\frac{3}{4}$ kali putaran berjalan. Radius bagian dalam pelek pulley = 150 mm. Sepal dilapisi dengan Ferrodo yang mana koefisien gesek diambil 0,25. Tentukan :

1. Massa sepatu,
2. Ukuran sepatu.

Penyelesaian :

$$P = 15 \text{ kW} = 15 \times 10^3 \text{ W} ; N = 900 \text{ r.p.m.} ; n = 4 ; R = 150 \text{ mm} = 0.15 \text{ m} ;$$

Diketahui : $\mu = 0.25$

1. Massa sepatu

Kecepatan sudut berjalan:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi \times 900}{60} = 94.26 \text{ rad/s}$$

Karena putaran awal penyatuan adalah $\frac{3}{4}$ kali putaran berjalan, oleh karena itu kecepatan sudut saat awal penyatuan adalah:

$$\omega_1 = \frac{3}{4} \omega = \frac{3}{4} \times 94.26 = 70.7 \text{ rad/s}$$

Diasumsikan pusat gravitasi dari sepatu pada jarak 120 mm (30 mm lebih rendah dari pada R) dari pusat spider, yaitu :

$$r = 120 \text{ mm} = 0.12 \text{ m}$$

Gaya sentrifugal yang terjadi pada setiap sepatu adalah :

$$P_c = m\omega^2 r = m (94.26)^2 0.12 = 1066 \text{ m N}$$

Gaya masuk pada setiap sepatu yang ditarik oleh pegas yaitu gaya sentrifugal pada kecepatan ω_1 adalah :

$$P_s = m(\omega_1)^2 r = m (70.7)^2 0.12 = 600 \text{ m N}$$

Torsi yang ditransmisikan pada putaran berjalan adalah:

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi N} = \frac{15 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 900} = 159 \text{ N-m}$$

Jadi massa sepatu dapat dicari melalui rumus torsi, yaitu :

$$159 = \mu (P_c - P_s) R \times n = 0.25 (1066 \text{ m} - 600 \text{ m}) 0.15 \times 4 = 70 \text{ m}$$
$$m = 159/70 = 2.27 \text{ kg}$$

2. Ukuran sepatu:

Misalkan l = Panjang kontak sepatu (mm)

b = Lebar sepatu (mm)

Asumsikan bahwa sudut kontak dari sepatu $\theta = 60^\circ = \pi/3$ radian, pada pusat spider, oleh karena itu:

$$l = \theta.R = \frac{\pi}{3} \times 150 = 157 \text{ mm}$$

Luas kontak dari sepatu:

$$A = l.b = 157.b \text{ mm}^2$$

Asumsikan bahwa intensitas tekanan (p) pada sepatu = $0,1 \text{ N/mm}^2$, oleh karena itu gaya pada sepatu untuk menekan melawan pelek adalah:

$$= A.p = 157b \times 0,1 = 15,7 b \text{ N} \quad (\text{i})$$

Gaya pada sepatu untuk menekan melawan pelek adalah:

(ii)

Dari persamaan (i) dan (ii), dapat diperoleh:

$$15,7b = 1058$$

$$b = 67,4 \text{ mm}$$

Latihan:

1. Sebuah kopling plat tunggal dengan kedua sisi dari efektif plat dibutuhkan untuk mentransmisikan 25 kW pada 1600 rpm. Diameter luar plat dibatasi 300mm dan intensitas tekanan antara plat tidak melebihi $0,07 \text{ N/mm}^2$. Asumsikan keausan uniform dan koefisien gesek = 0,3, tentukan diameter bagian dalam plat dan gaya aksial untuk menyatukan kopling (clutch).
2. Sebuah kopling disc ganda memakai disc (piringan) 3 baja dan 2 perunggu mempunyai diameter luar 300 mm dan diameter dalam 200 mm. Untuk koefisien gesek 0,22; tentukan gaya aksial dan daya yang ditransmisikan pada 750 rpm, jika tekanan normal $0,13 \text{ N/mm}^2$. Juga tentukan tekanan aksial dari tekanan normal jika kopling mentransmisikan 22 kW pada 1500 rpm.
3. Sebuah kopling gesek sentrifugal mempunyai bagian penggerak terdiri dari sebuah spider 4 sepatu yang menjaga kontak dengan kotak kopling oleh pegas datar hingga menaikkan gaya sentrifugal untuk mengatasi pegas dan daya ditransmisikan oleh gesekan antara sepatu dan kotak. Tentukan massa dan ukuran setiap sepatu jika 22,5 kW ditransmisikan pada 750 rpm dengan awal penyatuan pada 75% kecepatan berjalan. Diameter dalam tromol adalah 300 mm dan jarak radial pusat gravitasi setiap sepatu dari sumbu poros adalah 125 mm. Asumsikan $\mu = 0,25$.

DAFTAR PUSTAKA

- Brown, T.H, Jr., 2005, *Marks' Calculations for Machine Design*, McGraw-Hill companies, New York.
- Khurmi, R.S., and Gupta, J.K., 1982, *Text Books of Machine Design*, Eurasia Publishing House (Pvt) Ltd, Ram Nagar, New Delhi 110055.
- Shigley, J.E., and Mischke, C.R., 1996, *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill companies, New York.

DAFTAR ISI

BABI

