

2. LANDASAN TEORI

2.1 Steel Wire Rope dan Pulley

Steel wire rope (SWR) terbuat dari kabel baja dengan ultimate strength $s_b = 130 - 200 \text{ kg/mm}^2$. Pada perencanaan ini digunakan SWR dengan pertimbangan SWR memiliki keunggulan yaitu :

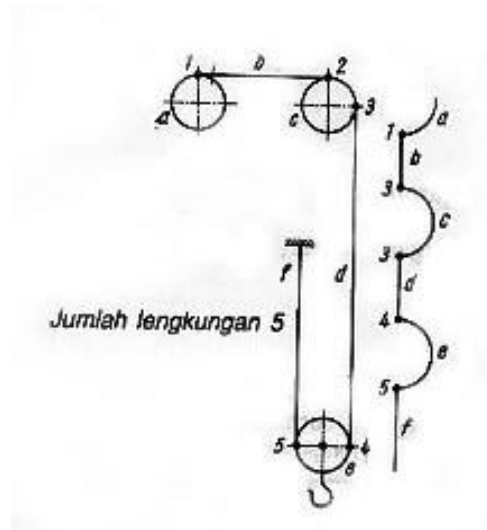
- Lebih fleksibel
- Ringan
- Tahan beban kejut

Umur dari SWR tergantung pada :

- Jumlah bengkokan/tekukan
- Kemampuan terhadap beban fluktuasi
- Perbandingan besar diameter drum/*pulley* dengan diameter SWR

Bengkokan/tekukan adalah perubahan tali dari keadaan lurus menjadi bengkok atau sebaliknya jika tali tersebut melingkari drum atau *pulley*. Jumlah tekukan (*bend*) dihitung terhadap titik *pulley*/drum dimana tali tersebut keluar atau masuk. Bila tekukan satu arah disebut *single bend*, jika berlawanan arah disebut *double bend*. Jumlah tekukan tergantung pada banyak titik singgung antara kabel dan drum.

Agar SWR tidak mudah rusak, salah satu faktor yang penting adalah perbandingan besarnya diameter *pulley* dengan diameter SWR. Hubungan antara jumlah tekukan SWR dengan perbandingan diameter *pulley* dengan diameter SWR dapat dilihat pada tabel 2.1.



Gambar 2.1 Jumlah Tekukan SWR

Tabel 2.1 Perbandingan Diameter Pulley dengan Diameter SWR

Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$
1	16	5	26,5	9	32	13	36
2	20	6	28	10	33	14	37
3	23	7	30	11	34	15	37,5
4	25	8	31	12	35	16	38

Untuk menghitung besar diameter SWR dengan jumlah kawat 114,222 dan 342 dapat menggunakan rumus :

$$F_{(114)} = \frac{S}{\frac{s_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 50000 \quad (2.1)$$

$$F_{(222)} = \frac{S}{\frac{s_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 36000 \quad (2.2)$$

$$F_{(342)} = \frac{S}{\frac{s_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 29000 \quad (2.3)$$

Dimana F = Luas penampang SWR

S = Gaya tarik SWR

s_b = Tegangan patah

K = Faktor keamanan

d/D_{min} = Perbandingan diameter SWR dengan diameter *pulley*

Dengan mengalikan kedua sisi rumus (2.1), (2.2) dan (2.3) diperoleh rumus untuk memilih tali menurut kekuatan putusanya P yang diacu pada penampang total tali sebagai berikut :

$$P_{(114)} = \frac{S \cdot s_b}{\frac{s_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 50000 \quad (2.4)$$

$$P_{(222)} = \frac{S \cdot s_b}{\frac{s_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 36000 \quad (2.5)$$

$$P_{(342)} = \frac{S \cdot s_b}{\frac{s_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}} \cdot 29000 \quad (2.6)$$

Perbandingan antara momen dengan jari – jari kelengkungan pada lengkungan dinyatakan :

$$p = \frac{EI}{M} \quad (2.7)$$

dengan :

p = jari – jari kelengkungan

E = modulus elastisitas kawat

I = momen inersia dari penampang kawat

M = momen lengkung

Tegangan tarik atau tekan yang terjadi ketika membengkokkan kawat lurus pada serat yang terluar yang berada pada jarak $\frac{d}{2}$ dari garis netral, (d adalah diameter kawat) adalah

$$s = \pm \frac{M}{I} \cdot \frac{d}{2} = \pm \frac{EI}{pI} \cdot \frac{d}{2} = \pm E \frac{d}{2p} = \pm E \frac{d}{D_{min}} \quad (2.8)$$

(D_{min} = diameter puli atau drum tempat tali lewat)

Tegangan ini akan terjadi pada kawat lurus jika kawat tersebut bukan merupakan bagian komponen tali.

Sebenarnya, kawat di dalam tali merupakan spiral ganda atau tiga kali, yang dijepit di antara kawat yang berdekatan dan mengalami puntiran sebelum dilengkungkan.

Pengalaman menunjukkan bahwa momen lentur akan lebih rendah nilainya dan rumus untuk s harus dikoreksi dengan faktor khusus yang berbeda menurut jenis dan pintalan tali, kondisi operasinya, dan sebagainya, yang nilainya kira – kira sebesar $3/8$.

Dengan menambahkan tegangan tarik yang terjadi pada bagian lurus, pada tegangan lentur akan didapatkan rumus :

$$s_{\Sigma} = \frac{S}{F} + \frac{3}{8} E \frac{d}{D_{\min}} = \frac{S}{F} + \frac{dE'}{D_{\min}} \quad (2.9)$$

Tali hanya boleh diperiksa satu kali terhadap pengecekan tegangan tarik sesuai dengan rumus :

$$S = \frac{P}{K} \quad (2.10)$$

dengan :

S = tarikan maksimum yang diinginkan pada tali, dalam kg

P = kekuatan putus tali sebenarnya, dalam kg

K = faktor keamanan yang didapat dari tabel 2.2 sesuai dengan jenis mekanisme dan kondisi operasinya.

Tabel 2.2 Harga Minimum Faktor K dan e_1 yang Diijinkan

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh:	Kondisi peng-operasian	Faktor K	Faktor e_1
I. Lokomotif, caterpillar-mounted, traktor dan truk yang mempunyai crane pilar (termasuk excavator yang dioperasikan sebagai crane dan pengangkat mekanik pada daerah konstruksi dan pekerjaan berkala	Tangan	Ringan	4	16
	Daya	Ringan	5	16
	Daya	Medium	5,5	18
	Daya	Berat dan Sangat berat	6	20
II. Semua tipe lain dari crane dan pengangkat mekanis	Tangan	Ringan	4,5	18
	Daya	Ringan	5	20
	Daya	Medium	5,5	25
	Daya	Berat dan Sangat berat	6	30
III. Derek yang dioperasikan dengan tangan dengan kapasitas beban terangkat di atas 1 ton yang digandeng pada berbagai peralatan otomatis (mobil, truk, dan sebagainya)	—	—	4	12
IV. Pengangkat dengan troli	—	—	5,5	20
V. Penjepit mekanis (kecuali untuk puli pada grabs) untuk pengangkat mekanis pada No. I	—	—	5	20
VI. Idem untuk pengangkat mekanik pada no. II.	—	—	5	30

Catatan:

1. Kondisi pengoperasian alat pengangkat dapat dilihat pada Tabel 2 dan 3.
2. Pada tali yang digunakan untuk lift penumpang, faktor K paling kecil 14.
3. Faktor K dari tali sling paling kecil 10.
4. Penentuan diameter minimum dari puli pada penjepit alat pengangkat tidak dihitung pada bagian I, II, dan IV, faktor berkurang di bawah 18.
5. Faktor keamanan tali untuk pengangkat katrol pembawa cairan atau logam putih panas, asam, larutan panas yang berbahaya, bahan peledak sama dengan 6,0 tidak tergantung kondisi operasinya.
6. Faktor keamanan tali yang digunakan untuk mendukung crane berlengan seperti digunakan untuk pekerjaan kasar paling kecil 3,5.

Tarikan kerja maksimum pada bagian tali dari sistem puli beban S_w dihitung dengan rumus :

$$S_w = \frac{Q}{n \cdot h \cdot h_1} \quad (2.11)$$

dengan :

Q = berat muatan yang diangkat, dalam kg

n = jumlah muatan puli yang menyangga muatan

h = efisien puli (tabel 2.3)

h_1 = efisiensi yang disebabkan kerugian tali akibat kekakuannya ketika menggulung pada drum yang diasumsikan sebesar 0.98.

Tabel 2.3 Efisiensi Puli

Puli tunggal		Puli ganda		Efisiensi	
Jumlah alur	Jumlah puli yang berputar	Jumlah alur	Jumlah puli yang berputar	Gesekan pada permukaan puli (faktor resisten satu puli)	Gesekan angular pada permukaan puli (faktor resisten satu puli)
2	1	4	2	0,951	0,971
3	2	6	4	0,906	0,945
4	3	8	6	0,861	0,918
5	4	10	8	0,823	0,892
6	5	12	10	0,784	0,873

Diameter drum atau puli minimum yang diijinkan didapat dari rumus :

$$D \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d \quad (2.12)$$

dengan :

D = diameter drum atau puli pada dasar alurnya, dalam mm

d = diameter tali, dalam mm

e_1 = faktor yang tergantung pada alat pengangkat dan kondisi operasinya (tabel 2.2)

e_2 = faktor yang tergantung pada konstruksi tali (tabel 2.4)

Untuk menentukan besar *pulley* dapat juga menggunakan rumus seperti pada tabel 2.1 yaitu dengan menentukan dulu jumlah tekukan SWR, menghitung besar diameter SWR baru kemudian menentukan diameter minimum *pulley*.

Tabel 2.4 Harga Faktor e_2 yang Tergantung pada Konstruksi Tali

KONSTRUKSI TALI	Faktor e_2
Biasanya $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
posisi berpotongan	1,00
posisi sejajar	0,90
Compound $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
a) Warrington	
posisi berpotongan	0,90
posisi sejajar	0,85
b) Seale	
posisi berpotongan	0,95
posisi sejajar	0,85
Biasanya $6 \times 37 = 222 + 1$ poros:	
posisi berpotongan	1,00
posisi sejajar	0,90

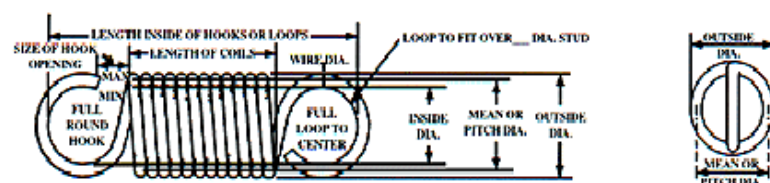
Catatan:
 Untuk crane yang dioperasikan dengan tangan dan mekanisme pengangkat dan untuk tali yang faktor dapat diasumsikan seperti umumnya.

2.2 Pegas

Pegas digunakan untuk memberikan gaya, memberikan fleksibilitas, dan memberikan atau menahan energi. Pada umumnya pegas diklasifikasikan menjadi *wire springs*, *flat springs*, or *special-shaped springs*. Yang termasuk *wire springs* adalah *helical springs* dengan penampang kawat lingkaran atau persegi yang dibuat tahan terhadap beban tarik, tekan, atau torsi. Yang termasuk *flat springs* yaitu tipe *cantilever* dan *elliptical*. Dalam merencanakan pegas perlu diperhatikan hal-hal sebagai berikut :

- Besar gaya yang bekerja
- Defleksi yang diijinkan
- Bahan yang digunakan
- Bentuk dan jenis pegas
- Macam beban atau gaya

2.2.1 Diameter Pegas



Gambar 2.2 Dimensi Pegas Tarik

Untuk mencari diameter kawat pegas perlu diketahui indeks pegas :

$$c = \frac{D}{d} \quad (2.13)$$

dimana :

c = indeks pegas

= 4 – 10 untuk pegas ulir

D = diameter rata – rata lilitan

d = diameter kawat pegas

selanjutnya harus diperiksa kekuatan kawat pegas terhadap tegangan yang terjadi, dengan terlebih dahulu menghitung faktor tegangan Wahl (k) sebagai berikut :

$$K = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c} \quad (2.14)$$

atau dapat dicari dengan gambar 2.3.

Tegangan maksimum yang terjadi pada permukaan dalam pegas :

$$t = K \cdot \frac{8 \cdot D \cdot F_p}{p \cdot d^3} \quad (2.15)$$

dimana :

t = tegangan maksimum yang terjadi

F_p = gaya penekan maksimum

sedangkan untuk menghitung konstanta pegas dapat menggunakan rumus :

$$K_p = \frac{F_p}{d_t} \quad (2.16)$$

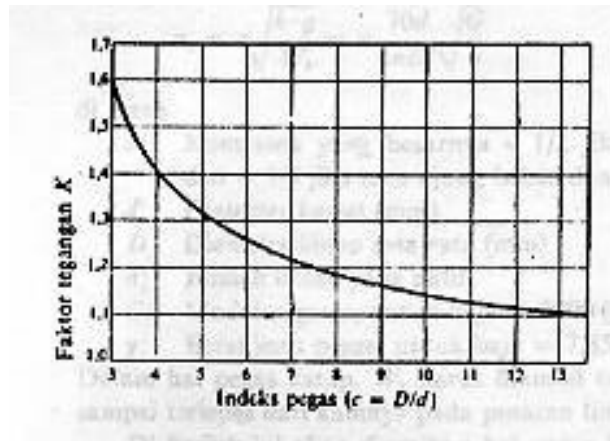
dimana :

K_p = konstanta pegas

d_t = defleksi total

Syarat agar diameter pegas dapat dipakai adalah tegangan maksimum bahan harus lebih besar daripada tegangan maksimum yang terjadi.

$$S_{syp} > t \quad (2.17)$$



Gambar 2.3 Faktor Tegangan Wahl

2.2.2 Jumlah Lilitan Pegas

Pegas berbentuk ulir memiliki lilitan yang jumlahnya dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$n = \frac{d \cdot d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot F_p} \quad (2.18)$$

dimana :

n = jumlah lilitan pegas

d = defleksi maksimum perencanaan

G = modulus geser bahan

2.2.3 Defleksi Pegas

Defleksi pegas adalah lendutan yang terjadi pada pegas bila pegas dibebani. Defleksi maksimum pegas adalah lendutan maksimum yang terjadi bila pegas dalam keadaan regang. Sedangkan defleksi total dapat diketahui dengan rumus :

$$d_t = d \cdot \frac{n'}{n} \quad (2.19)$$

dimana :

d_t = defleksi total pegas

n' = jumlah lilitan aktif pegas

n = jumlah lilitan pegas

besarnya defleksi efektif adalah :

$$d_B = d_t - (H_f - H_s) \quad (2.20)$$

dimana :

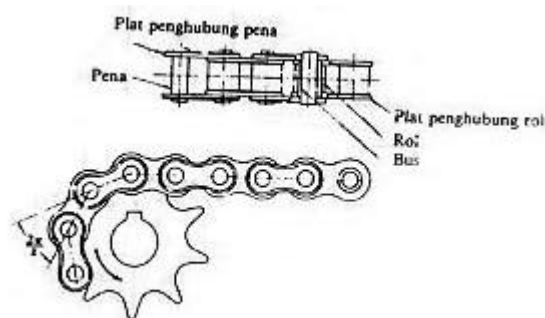
d_B = defleksi efektif

H_f = panjang bebas

H_s = panjang awal terpasang

2.3 Rantai dan Sproket

Rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa slip, jadi menjamin perbandingan putaran yang tetap.



Gambar 2.4 Rantai Rol

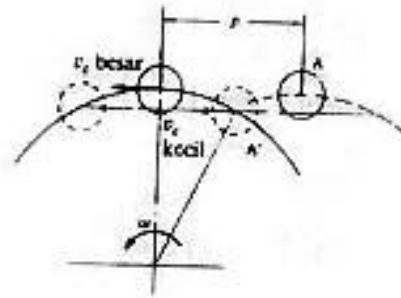
Rantai sebagai transmisi mempunyai keuntungan – keuntungan :

- Mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar
- Tidak memerlukan tegangan awal
- Keausan kecil pada bantalan
- Mudah memasangnya

Selain itu rantai memiliki beberapa kekurangan yaitu :

- Variasi kecepatan yang tak dapat dihindari karena lintasan busur pada sproket yang mengait mata rantai
- Suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sproket
- Perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sproket

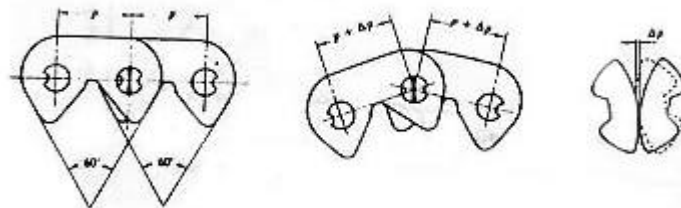
Karena kekurangan – kekurangan ini maka rantai tidak dapat digunakan untuk kecepatan tinggi.



Gambar 2.5 Variasi Kecepatan Rantai Rol

Rantai dapat dibagi menjadi dua jenis yaitu :

- Rantai rol, terdiri atas pena, bus, rol dan plat mata rantai.
- Rantai gigi, terdiri atas plat-plat berprofil roda gigi dan pena berbentuk bulan sabit yang disebut sambungan kunci

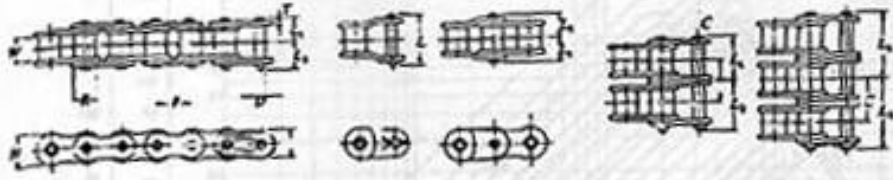


Gambar 2.6 Rantai Gigi

Pada perencanaan ini digunakan rantai rol sehingga rantai gigi tidak akan dibicarakan. Rantai rol dipakai bila diperlukan transmisi tanpa slip dengan kecepatan sampai 600 m/min, tanpa pembatasan bunyi, dan murah harganya. Untuk bahan pena, bus dan rol dipergunakan baja karbon atau baja khrom dengan pengerasan kulit.

Rantai dengan rangkaian tunggal adalah yang paling banyak dipakai. Rangkaian banyak, seperti dua atau tiga rangkaian dipergunakan untuk transmisi beban berat. Ukuran dan kekuatannya distandarkan seperti dalam tabel 2.5. Dengan kemajuan teknologi yang terjadi akhir-akhir ini, kekuatan rantai semakin meningkat.

Tabel 2.5 Ukuran Rantai Rol



[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi p	Diameter rol R	Lebar rol W	Plat mata rantai			Diameter pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97

[Ukuran individual]

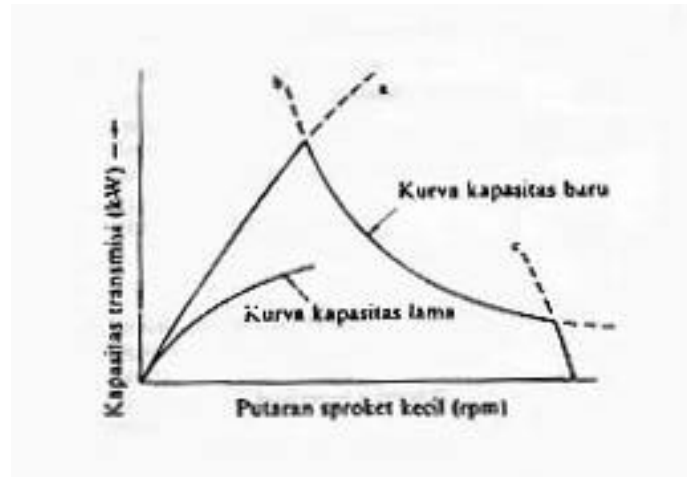
Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	L_1	L_2	Panjang pena offset L	Jarak sumbu rangkaian C	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 40	1	18,2	8,25	9,95	18,0	14,4	Keling	1420	1950	300	0,64	240
# 40-2	2	32,6	15,45	17,15	33,5		-	2640	3900	510	1,27	
# 40-3	3	46,8	22,65	24,15	47,9		-	4260	5850	750	1,90	
# 40-4	4	61,2	29,9	31,3	62,3		-	5680	7800	990	2,53	
# 40-5	5	75,7	37,1	38,6	76,8		-	7100	9750	1170	3,16	
# 40-6	6	90,1	44,3	45,8	91,2		-	8520	11700	1380	3,79	

[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi p	Diameter rol R	Lebar rol W	Plat mata rantai			Diameter pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar h	
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

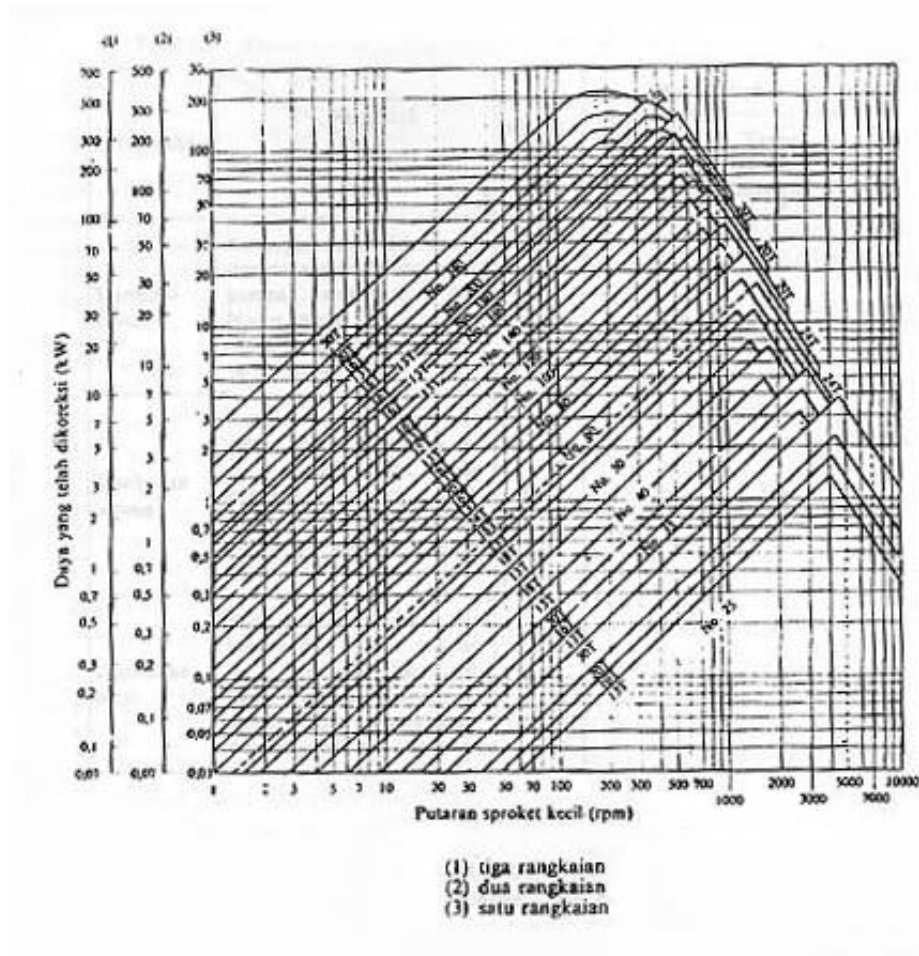
[Ukuran individual]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	L_1	L_2	Panjang pena offset L	Jarak sumbu rangkaian C	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 60	1	28,1	12,85	15,25	28,2	22,8	Keling	3200	4450	740	1,53	160
# 60-2	2	51,0	24,25	26,75	52,6		-	6400	8900	1260	3,04	
# 60-3	3	73,8	35,65	38,15	75,5		-	9600	13350	1830	4,54	
# 60-4	4	96,6	47,05	49,55	98,3		-	12800	17800	2440	6,04	
# 60-5	5	119,5	58,5	61,0	121,2		-	16000	22250	2880	7,54	
# 60-6	6	142,4	69,9	72,5	144,0		-	19200	26700	3400	9,05	



Gambar 2.7 Kapasitas Rantai Rol

Dalam gambar 2.7 dapat dilihat bahwa kurva batas kelelahan dari plat mata rantai macam yang baru lebih tinggi daripada macam yang lama. Hasil penelitian terakhir menunjukkan bahwa suatu daerah yang dibatasi oleh dua kurva, yaitu kurva batas ketahanan terhadap tumbukan antara rol dan bus, dan kurva batas las (*galling*) karena kurang pelumasan antara pena dan bus, adalah sangat penting untuk menentukan kapasitas rantai. Kurva kapasitas baru yang diperoleh berbentuk seperti tenda, sehingga disebut “kurva tenda”. Dalam gambar 2.8 diperlihatkan kurva tersebut yang merupakan diagram pemilihan rantai rol.



Gambar 2.8 Diagram Pemilihan Rantai Rol

Sproket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, dan besi cor rata ubaja cor untuk ukuran besar. Untuk perhitungan kekuatannya belum ada cara yang tetap seperti pada roda gigi. Adapun bentuknya telah distandarkan. Dalam gambar 2.8 ditunjukkan dua macam bentuk gigi, dimana bentuk 'S' adalah yang biasa dipakai.

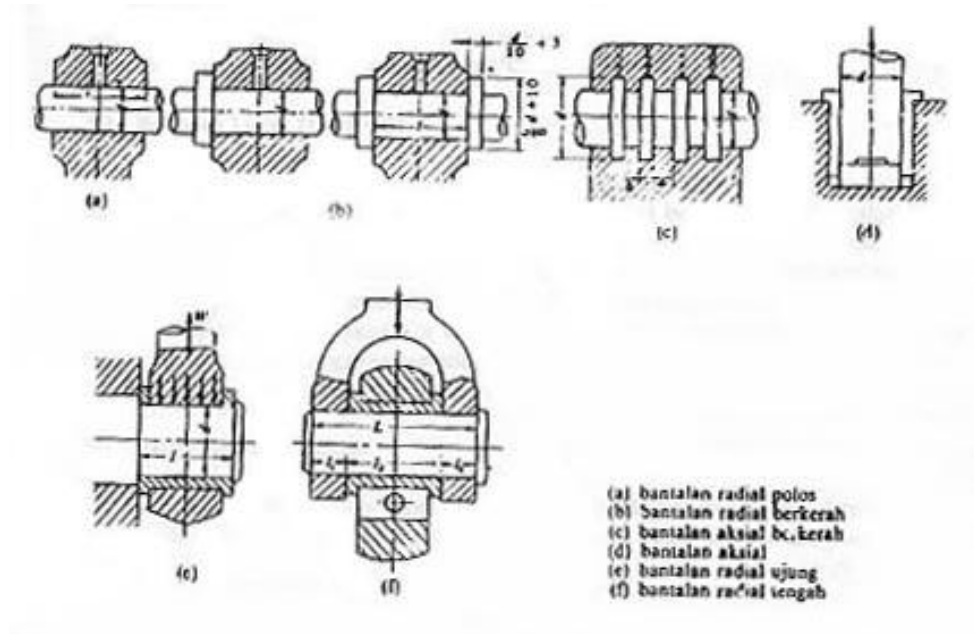
2.4 Bearing

Pada umumnya bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros:
 - Bantalan luncur
 - Bantalan gelinding

2. Atas dasar arah beban terhadap poros:

- Bantalan radial
- Bantalan aksial
- Bantalan khusus



Gambar 2.9 Macam-macam Bantalan Luncur

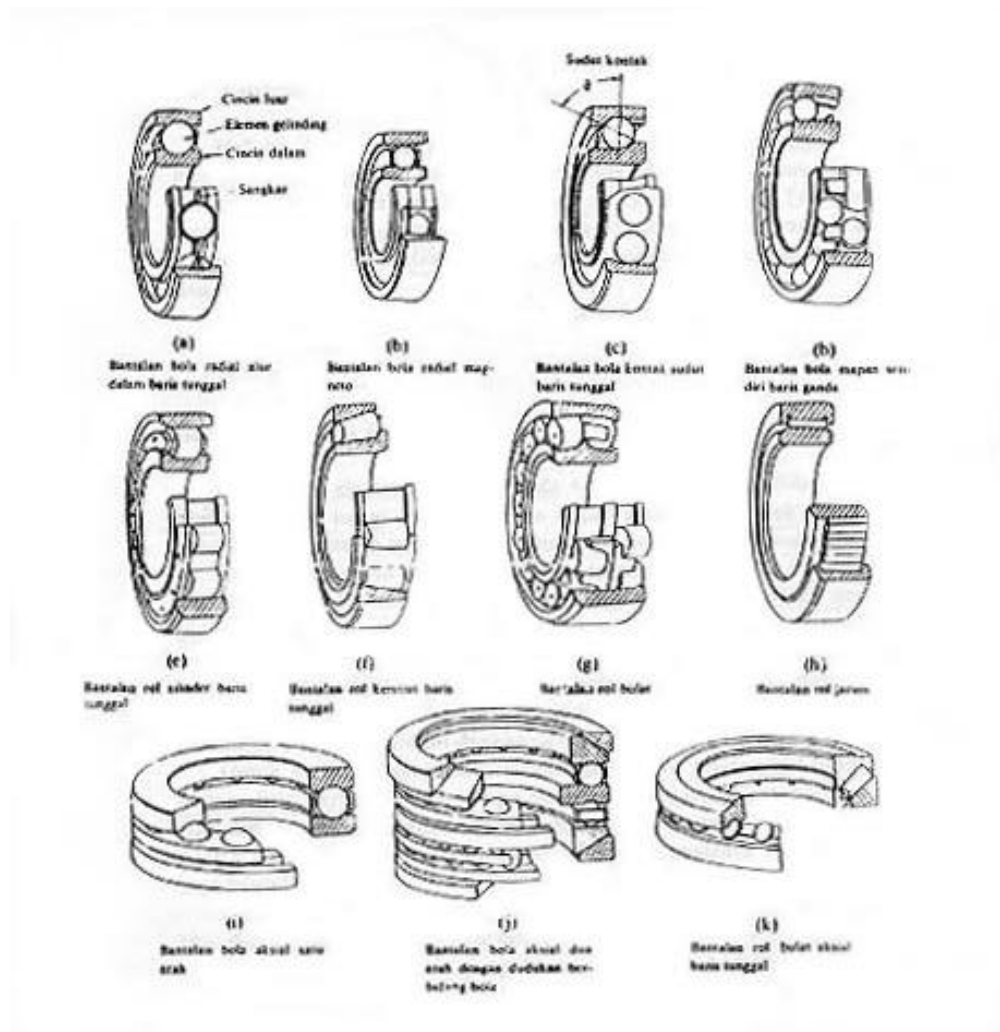
Sedangkan bantalan gelinding sendiri dapat dibagi lagi, yaitu:

1. Menurut beban:

- Bantalan radial
- Bantalan aksial

2. Menurut bentuk elemen gelindingnya:

- Bantalan bola
- Bantalan rol



Gambar 2.10 Macam-macam Bantalan Gelinding

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar, tetapi memerlukan momen awal yang besar pada waktu mulai jalan. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur, keunggulannya yaitu pada gesekannya yang sangat rendah dan pelumasannya sangat sederhana.

Bantalan alur dalam dan bantalan bola sudut serta bantalan rol silinder pada umumnya dipakai untuk putaran tinggi, bantalan rol kerucut dan bantalan mapan sendiri untuk putaran sedang, bantalan aksial untuk putaran rendah. Dari hal-hal diatas, maka untuk perencanaan ini akan digunakan bantalan radial dengan bentuk elemen gelindingnya bola / *radial ball bearing*.

Pada perhitungan bantalan nanti akan dihitung beban dan umur bantalan gelinding. Untuk perhitungan beban dapat digunakan rumus:

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a \quad (2.21)$$

dimana: F_r = beban radial

F_a = beban aksial

$V = 1$ (untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar), 1,2 (untuk pembebanan pada cincin luar yang berputar)

X dan Y dapat dilihat pada tabel 2.6

Untuk perhitungan umur nominal menggunakan rumus:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^b \text{ millions revolution} \quad (2.22)$$

dimana: C = kapasitas nominal dinamis spesifik

P = beban ekuivalen dinamis

$b = 3,0$ untuk ball bearing

Tabel 2.6 Faktor-faktor V , X , Y , dan X_0 , Y_0

Faktor-faktor V , X , Y , dan X_0 , Y_0 .

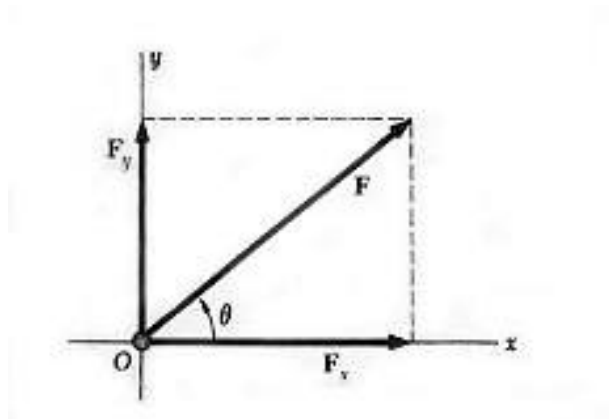
Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				ϵ	Baris tunggal		Baris ganda				
				$F_a / VF_r > \epsilon$		$F_a / VF_r \leq F_r / VF_r > \epsilon$					X_0	Y_0	X_0	Y_0			
				X	Y	X	Y	X	Y								
Bantalan bola skur dalam	$F_a / C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5			
	$= 0,028$				1,99				1,99	0,22							
	$= 0,056$				1,71				1,71	0,26							
	$= 0,084$				1,55				1,55	0,28							
	$= 0,11$				1,45				1,45	0,30							
	$= 0,17$				1,31				1,31	0,34							
	$= 0,28$				1,15				1,15	0,38							
	$= 0,42$				1,04				1,04	0,42							
	$= 0,56$				1,00				1,00	0,44							
	Bantalan bola tedup				$\alpha = 20^\circ$				1	1,2					0,43	1,00	1
$= 25^\circ$		0,87	0,92	0,67	1,41	0,68											
$= 30^\circ$		0,76	0,78	0,63	1,24	0,80											
$= 35^\circ$		0,66	0,66	0,60	1,07	0,95											
$= 40^\circ$		0,57	0,55	0,57	0,93	1,14											

Untuk bantalan baris tunggal, bila $F_a / VF_r \leq \epsilon$, $X = 1$, $Y = 0$

2.5 Gaya dan Torsi

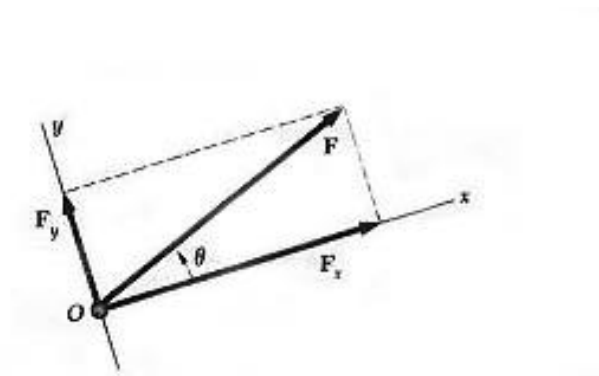
2.5.1 Penguraian gaya

Dalam banyak persoalan cara menguraikan gaya dalam dua komponen tegak lurus akan mempermudah penyelesaiannya. Pada gambar 2.11, gaya F diuraikan dalam komponen F_x sepanjang sumbu x dan F_y sepanjang sumbu y . Jajaran genjang yang digambarkan untuk memperoleh kedua komponen tersebut berbentuk empat persegi panjang, F_x dan F_y disebut komponen tegak lurus.



Gambar 2.11 Komponen Tegak Lurus

Sumbu – sumbu x dan y biasanya dipilih horisontal dan vertikal, seperti tampak pada gambar 2.11, meskipun dapat pula dipilih setiap arah tegak lurus yang lain, seperti pada gambar 2.12. Dalam menentukan komponen tegak lurus suatu gaya, harus mengikuti petunjuk seperti gambar 2.11 dan 2.12 komponen tersebut sejajar dengan sumbu x dan y .



Gambar 2.12 Arah Tegak Lurus Yang Lain

Dengan menuliskan F sebagai harga suatu gaya $\mathbf{F}$, θ sudut antara F dan sumbu x dan F_x serta F_y menyatakan harga komponen F_x dan F_y , diperoleh :

$$F_x = F \cos \theta \quad (2.25)$$

$$F_y = F \sin \theta \quad (2.26)$$

Bila suatu gaya F ditentukan oleh komponen tegak lurus F_x dan F_y (gambar 2.11), sudut θ yang menentukan arah gaya dapat diperoleh dengan menuliskan :

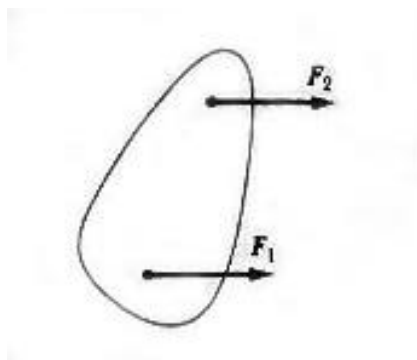
$$\tan \theta = \frac{F_y}{F_x} \quad (2.27)$$

Besarnya gaya F dapat diperoleh dengan dalil Pythagoras yang menuliskan :

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (2.28)$$

2.5.2 Torsi

Besar dan arah efek yang ditimbulkan oleh suatu gaya pada suatu benda bergantung pada letak garis kerja gaya itu. Jadi gaya F_1 pada gambar 2.13 akan menimbulkan rotasi ke arah yang berlawanan dengan arah putaran jarum jam, sedangkan F_2 akan menghasilkan rotasi searah putaran jarum jam.



Gambar 2.13 Efek Gaya

Garis kerja suatu gaya dapat diperinci dengan menentukan jarak tegak lurus antara sebuah titik patokan (*reference point*) dengan garis kerja tersebut. Oleh karena itu yang paling penting ialah memilih titik pusat koordinat, yaitu titik dimana sumbu memotong bidang gaya – gaya itu. Jarak tegak lurus dari titik ini ke garis kerja suatu gaya disebut lengan gaya atau lengan momen dari gaya itu terhadap sumbu. Hasil kali besar suatu gaya dengan lengan gaya disebut momen

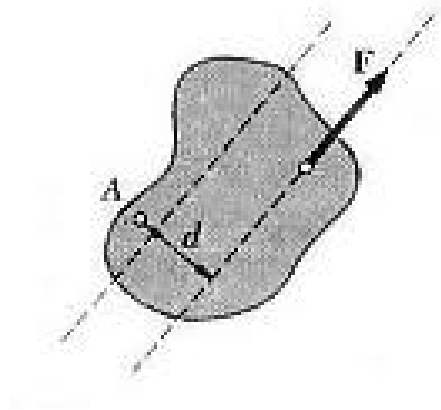
gaya itu terhadap sumbu, atau juga disebut gaya putar (Torsi). Jadi besarnya Torsi dapat dituliskan :

$$T = F \cdot d \quad (2.29)$$

dimana : T = torsi (Nm)

F = gaya (N)

d = jarak (m)



Gambar 2.14 Torsi