



DAFTAR PUSTAKA

- Darmawan,A. , Proses Produksi 1, Bahan Kuliah, Universitas Gajah Mada, Yogyakarta
- Herman,W. , Pollack, 1979, Manufacturing and Machine Tool Operations, Edisi 2,Prentice-Hall.Inc, Englewood Cliffs, New Jersey 07632.
- JAIN,R.K. , 1984, Production Technologi,Edisi 7, Khanna Publisers, Nath Market, Nai Sarak, New Delhi.
- Khurmi,R.S , Gupta J.K. ,1982, A Text Book of Machine Design, Eurasia Publising House (Pvt) LTD, Ram Nagar , New Delhi.
- Metha,N.K. ,1984, Machine Tool Design,Tata Mcgraw-Hill Publising Company Limited,New Delhi, India.
- Paul DeGarmo,E. , Temple Black J , Ronald A. Kohser,1980, Materials and Processes in Manufacturing, Edisi 7, Macmillan Publising Company, New York.
- Popov,E.P. , 1976, Mechanics of Materials, Edisi 2 , Prentice-Hall INC, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Robert,L. Mott, P.E. , 1992, Machine Elements in Mechanical Design, Edisi 2, United States of America.
- Samsudin, Teknologi Mekanik, Bahan Kuliah, Universitas Gajah Mada, Yogyakarta.
- Sularso, 1983, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, PT Pradnya Paramita , Jakarta.
- Takeshi,S.G. , Sugiharto N, 2003, Mengambar Mesin,Edisi 10, PT Pradnya Paramita, Jakarta.

Kelalahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban di atas.

(2) Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-elitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

(3) Putaran Kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

(4) Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastik) harus dipilih untuk poros propeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

(5) Bahan Poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari karbon terjamin (JIS G3123 Tabel 1.1). Meskipun demikian, bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang misalnya bila diberi alur pasak, karena ada tegangan sisa di dalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar. Harga-harga yang terdapat di dalam tabel diperoleh dari batang percobaan dengan diameter 25 mm; dalam hal ini harus diingat bahwa untuk poros yang diameternya jauh lebih besar dari 25 mm, harga-harga tersebut akan lebih rendah dari pada yang ada di dalam tabel karena adanya pengaruh masa.

Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan penguatan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa di antaranya adalah baja khrom nikel, baja khrom nikel molibden, baja khrom, baja khrom molibden, dll. (G4102, G4103, G4104, G4105 dalam Tabel 1.2). Sekalipun demikian pemakaian baja paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat. Dalam hal demikian jika dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan. Baja tempa (G3201, ditempa dari ingot

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruks mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	UNIVERSITAS GADJAH MADA Perhitungan Ulang Mesin Drill Pedestal Arif Usmaha Universitas Gadjah Mada, 2005 Diunduh dari http://id.repositori.ugm.ac.id/
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
S55C	"	66		
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin
	S45C-D	-	60	digerakkan dengan bubung
	S55C-D	-	72	ditarik dingin dan digerakkan dengan bubung

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	90
	SNC21	Pengerasan kulit	100
	SNC32	"	105
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	90
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan Kulit	120
Baja khrom (JIS G 4104)	Sr 3	-	90
	Sr 4	-	95
	Sr 5	-	100
	Sr21	Pengerasan kulit	80
	Sr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
SCM22	"	95	
SCM23	"	100	

yang dikil dan disebut bahan SF; kekuatan dijamin) juga sering dipakai. Poros-poros yang bentuknya sulit seperti poros engkol, besi cor nodul atau coran lainnya telah banyak dipakai. Gandar untuk kereta rel dibuat dari baja karbon, khususnya yang dinyatakan dalam E4502 (Table 1.3). Demi keamanan, perlu dipertimbangkan secara hati-hati.

Tabel 1.3 Bahan poros untuk kendaraan rel.

Kelas	Lambang	Pemakaian utama	Perlakuan panas	Batas mulur (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Kelas 1	A SFA 55A	Poros pengikut	Pernormalan atau celup dingin dan pelunakan	28	55
	B SFA 55B				
Kelas 2	A SFA 60A	Gandar yang digerakkan dan poros pengikut	Celup dingin dan pelunakan pada bagian tertentu	30	60
	B SFA 60B				
Kelas 3	A SFA 65A	Gandar yang digerakkan dan poros pengikut	Celup dingin dan pelunakan	35	65
	B SFA 65A				
Kelas 4	A SFAQA	Gandar yang digerakkan dan poros pengikut	Celup dingin dan pelunakan pada bagian tertentu	30	60
	B SFAQB				

Catatan: A = 0,035% P atau kurang
0,04% S atau kurang
B = 0,045% P atau kurang
0,045% S atau kurang

Pada umumnya baja diklasifikasikan atas baja lunak, baja liat, baja agak keras, dan baja keras. Di antaranya, baja liat dan baja agak keras banyak dipilih untuk poros. Kandungan karbonnya adalah seperti yang tertera dalam Tabel 1.4. Baja lunak yang terdapat di pasaran umumnya agak kurang homogen di tengah, sehingga tidak dapat dianjurkan untuk dipergunakan sebagai poros penting. Baja agak keras pada umumnya berupa baja yang dikil seperti telah disebutkan di atas. Baja macam ini jika diberi perlakuan panas secara tepat dapat menjadi bahan poros yang sangat baik.

Tabel 1.4 Penggolongan baja secara umum.

Golongan	Kadar C (%)
Baja lunak	-0,15
Baja liat	0,2-0,3
Baja agak keras	0,3-0,5
Baja keras	0,5-0,8
Baja sangat keras	0,8-1,2

Meskipun demikian, untuk perencanaan yang baik, tidak dapat dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum seperti di atas. Sebaiknya pe-

milihan dilakukan atas dasar standar-standar yang ada.

Nama-nama dan lambang-lambang dari bahan-bahan menurut standar beberapa negara serta persamaannya dengan JIS (standar Jepang) untuk poros diberikan dalam Tabel 1.5.

Tabel 1.5 Standar baja.

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI, Inggris (BS) dan Jerman (DIN))
Baja karbon kons-truksi mesin	S23C S30C S35C S40C S45C S50C S55C	AISI 1025, BS060A25 AISI 1030, BS060A30 AISI 1035, BS060A35, DIN C35 AISI 1040, BS060A40 AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45 AISI 1050, BS060A50, DIN S1 50.11 AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC SNC22	BS 63M31 BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM22 SNCM23 SNCM25	AISI 4337 BS830M31 AISI 8645, BS En100D AISI 4340, BS817M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	Scr 3 Scr 4 Scr 5 Scr21 Scr22	AISI 5135, BS530A36 AISI 5140, BS530A40 AISI 5145 AISI 5115 AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2 SCM3 SCM4 SCM5	AISI 4130, DIN 34CrMo4 AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4 AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4 AISI 4145, DIN50CrMo4

1.3 Poros Dengan Beban Puntir

Berikut ini akan dibahas rencana sebuah poros yang mendapat pembebanan berupa torsi, seperti pada poros motor dengan sebuah kopling. Jika diketahui bahwa poros yang akan direncanakan tidak mendapat beban keculai torsi, maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil dari pada yang diban-

Meskipun demikian, jika diperkirakan akan terjadi pembebanan berupa lent

dari kekuatan tarik σ_B , sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini faktor keamanan diambil sebesar 1/0,18 = 5,6. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan. Faktor ini dinyatakan dengan S_f .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan juga harus diperhatikan. Untuk memasukkan pengaruh-pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil faktor yang dinyatakan sebagai S_f dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0.

Dari hal-hal di atas maka besarnya τ_e dapat dihitung dengan

$$\tau_e = \sigma_B / (S_f \times S_f) \quad (1.5)$$

Kemudian, keadaan momen puntir itu sendiri juga harus ditinjau. Faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME juga dipakai di sini. Faktor ini dinyatakan dengan K_1 , atau tumbukan, dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar.

Meskipun dalam perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terdiri atas momen puntir saja, perlu ditinjau pula apakah ada kemungkinan pemakaian dengan beban lentur di masa mendatang. Jika memang diperkirakan akan terjadi pemakaian dengan beban lentur maka dapat dipertimbangkan pemakaian faktor C_s yang harganya antara 1,2 sampai 2,3. (Jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka C_s diambil = 1,0).

Dari persamaan (1.4) diperoleh rumus untuk menghitung diameter poros d_r (mm) sebagai

$$d_r = \left[\frac{5,1}{\tau_e} K_1 C_s T \right]^{1/3} \quad (1.6)$$

Diameter poros harus dipilih dari Tabel 1.7. Pada tempat dimana akan dipasang bantalan gelinding, pilihlah suatu diameter yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam dari bantalan. Dari bantalan yang dipilih dapat ditentukan jari-jari filet yang diperlukan pada tangga poros.

Selanjutnya ukuran pasak dan alur pasak dapat ditentukan dari Tabel 1.8. Harga faktor konsentrasi tegangan untuk alur pasak α dan untuk poros bertangga β dapat diperoleh dengan diagram R. E. Peterson (Gambar 1.1, 1.2).

Bila α atau β dibandingkan dengan faktor keamanan S_f untuk konsentrasi tegangan pada poros bertangga atau alur pasak yang dikalsir terdahulu, maka α atau β sering kali menghasilkan diameter poros yang lebih besar.

Periksalah perhitungan tegangan, mengingat diameter yang dipilih dari Tabel 1.7 lebih besar dari d_r yang diperoleh dari perhitungan.

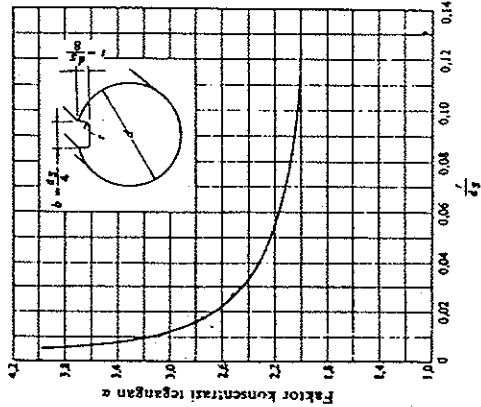
Bandingkan α and β , dan pilihlah yang lebih besar. Lakukan koreksi pada S_f yang dikalsir sebelumnya untuk konsentrasi tegangan, dengan mengambil $\tau_e \cdot S_f / (\alpha \text{ atau } \beta)$ sebagai tegangan yang diizinkan yang dikoreksi. Bandingkan harga ini dengan $\tau \cdot C_s \cdot K_1$ dari tegangan geser τ yang dihitung atas dasar poros tanpa alur pasak, faktor lenturan C_s , dan faktor koreksi tumbukan K_1 , dan tentukan masing-masing harganya jika hasil yang terdahulu lebih besar, serta lakukan penyesuaian jika lebih kecil.

$\frac{S_f}{\beta} (\text{atau } \alpha) > \tau \cdot C_s \cdot K_1$
 maka...
 ...

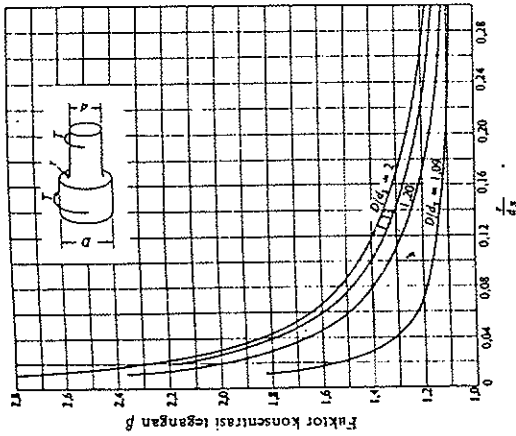
Tabel 1.7 Diameter poros.

(Satuan mm)		Perhitungan Ulang Mesin Drill Pedestal	
4	10	*22,4	400
		24	240
		25	120
4,5	*11,2	28	260
	12	30	280
		*31,5	300
5	*12,5	32	320
		35	340
		*35,5	355
*5,6	14	38	360
	(15)		380
6	16		
	(17)		
*6,3	18		
	19		
	20		
	22		
7			
*7,1	70		
	71		
	75		
8	80		
	85		
	90		
9	95		

Keterangan: 1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
 2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipakai bantalan gelinding.



Gbr. 1.1 Faktor konsentrasi tegangan untuk pembebanan puntir statis di poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet.

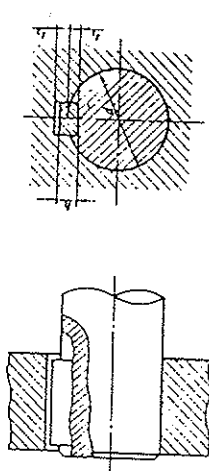
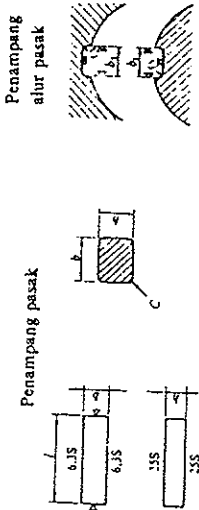


Gbr. 1.2 Faktor konsentrasi tegangan untuk beban puntir statis dari poros bulat dengan pengecilan diameter yang diberi fillet.

[Contoh 1.1] Tentukan diameter sebuah poros bulat untuk meneruskan daya 10 kW pada 1450 (rpm). Disamping beban puntir, diperkirakan pula akan dikawatirya beban lentur. Sebuah alur pasak perlu dibuat, dan dalam sehari akan bekerja selama 8 jam dengan tumbukan ringan. Bahan diambil baja batang difinis dingin S30C.

[Penyelesaian]

- ① $P = 10 \text{ (kW)}, n_1 = 1450 \text{ (rpm)}$
- ② $f_c = 1,0$
- ③ $P_d = 1,0 \times 10 = 10 \text{ (kW)}$
- ④ $T = 9,74 \times 10^5 \times 10/1450 = 6717 \text{ (kg}\cdot\text{mm)}$
- ⑤ S30C-D, $\sigma_B = 58 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, S_{f1} = 6,0, S_{f2} = 2,0$
- ⑥ $\tau_s = 58/(6,0 \times 2,0) = 4,83 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
- ⑦ $C_s = 2,0, K_t = 1,5$
- ⑧ $d_s = \left[\frac{5,1}{4,83} \times 2,0 \times 1,5 \times 6717 \right]^{1/3} = 27,7 \text{ (mm)}$
- diameter poros $d_s = 28 \text{ (mm)}$
- ⑨ Anggaplah diameter bagian yang menjadi tempat bantalan adalah = 30 (mm)
Jari-jari fillet = $(30 - 28)/2 = 1,0 \text{ (mm)}$
Alur pasak $8 \times 4 \times \text{file} : 0,4 \text{ (0,4 besar dari IIS)}$
- ⑩ Konsentrasi tegangan pada poros bertangga adalah
 $1,0/28 = 0,034, 30/28 = 1,07, \beta = 1,37$
Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak adalah
 $0,4/28 = 0,014, \alpha = 2,8, \alpha > \beta$
- ⑪ Dari persamaan (1.4)
 $\tau = 5,1 \times 6717/(28)^3 = 1,56 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$



(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak b x h	Ukuran standar d, b ₁ dan b ₂	Ukuran standar A		C	r	Ukuran Standar d ₁	Ukuran standar t ₁			f ₁ dan f ₂	Referensi
		Pasak lunjor	Pasak lurus				Pasak prisma	Pasak lunjor	Pasak lurus		
2 x 2	2			0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,06-0,16	0,06-0,16	6-4
3 x 3	3				6-36	1,8	1,4	0,9			8-10
4 x 4	4				8-45	2,5	1,8	1,2			10-12
5 x 5	5				10-56	3,0	2,3	1,7			12-17
6 x 6	6				12-70	3,5	2,8	2,2			17-22
(7 x 7)	7		7,2	0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	0,16-0,25	0,16-0,25	20-25
8 x 8	8		7		18-90	4,0	3,3	3,8			22-30
10 x 8	10		8		22-110	5,0	3,3	3,8			30-38
12 x 8	12		8		28-140	5,0	3,3	3,8			38-44
14 x 8	14		9	0,40-0,60	36-160	5,5	3,8	3,8	0,25-0,40	0,25-0,40	44-50
(15 x 10)	15		10	0,60	40-180	6,0	5,0	5,5			50-55
16 x 10	16		10		45-180	6,0	4,3	4,4			50-58
18 x 11	18		11		50-200	7,0	4,4	4,4			58-65
20 x 12	20		12		56-220	7,5	4,9	4,9			65-75
22 x 14	22		14		63-250	9,0	5,4	5,4			75-85
(24 x 16)	24		16	0,60-0,80	70-280	10,0	8,0	8,5	0,40-0,60	0,40-0,60	80-90
25 x 14	25		14		70-280	9,0	5,4	5,4			85-95
28 x 16	28		16		80-320	10,0	6,4	6,4			95-110
32 x 18	32		18		90-360	11,0	7,4	7,4			110-130

* harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

(3) Pelumasan Sumbu

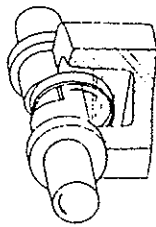
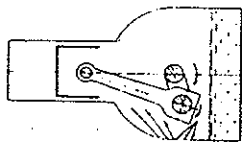
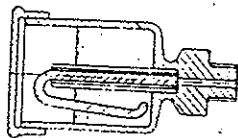
Cara ini menggunakan sebuah sumbu yang dicelupkan dalam mangkok minyak sehingga minyak terisap oleh sumbu tersebut (Gambar 4.12). Pelumasan ini dipakai seperti dalam hal pelumasan tetes.

(4) Pelumasan Percik

Dari suatu bak penampung, minyak dipercikkan seperti dalam Gambar 4.13. Cara ini dipergunakan untuk melumasi torak dan silinder motor bakar torak yang berputaran tinggi.

(5) Pelumasan Cincin

Pelumasan ini menggunakan cincin yang digantungkan pada poros sehingga akan berputar bersama poros sambil mengangkat minyak dari bawah (Gambar 4.14). Cara ini dipakai untuk beban sedang.



Gbr. 4.14 Pelumasan cincin.

Gbr. 4.12 Pelumasan sumbu. Gbr. 4.13 Pelumasan percik.

(6) Pelumasan Pompa

Di sini pompa dipergunakan untuk mengalirkan minyak ke dalam bantalan. Cara ini dipakai untuk melumasi bantalan yang sulit letaknya seperti bantalan utama motor yang berputaran tinggi. Pelumasan pompa adalah sesuai untuk keadaan kerja dengan kecepatan tinggi dan beban besar.

(7) Pelumasan Gravitasi

Dari sebuah tangki yang diletakkan di atas bantalan, minyak dialirkan oleh gaya beratnya. Cara ini dipakai untuk kecepatan sedang dan tinggi pada kecepatan keliling sebesar 10-15 (m/s).

(8) Pelumasan Celup

Sebagian dari bantalan dicelupkan dalam minyak. Cara ini cocok untuk bantalan dengan poros tegak, seperti pada turbin air. Di sini perlu diberikan perhatian pada besarnya daya gesekan karena karena tahanan minyak, kenaikan temperatur, dan kemungkinan masuknya kotoran atau benda asing.

Di samping hal-hal di atas, terdapat pula pelumasan gemuk dan pelumasan kabut.

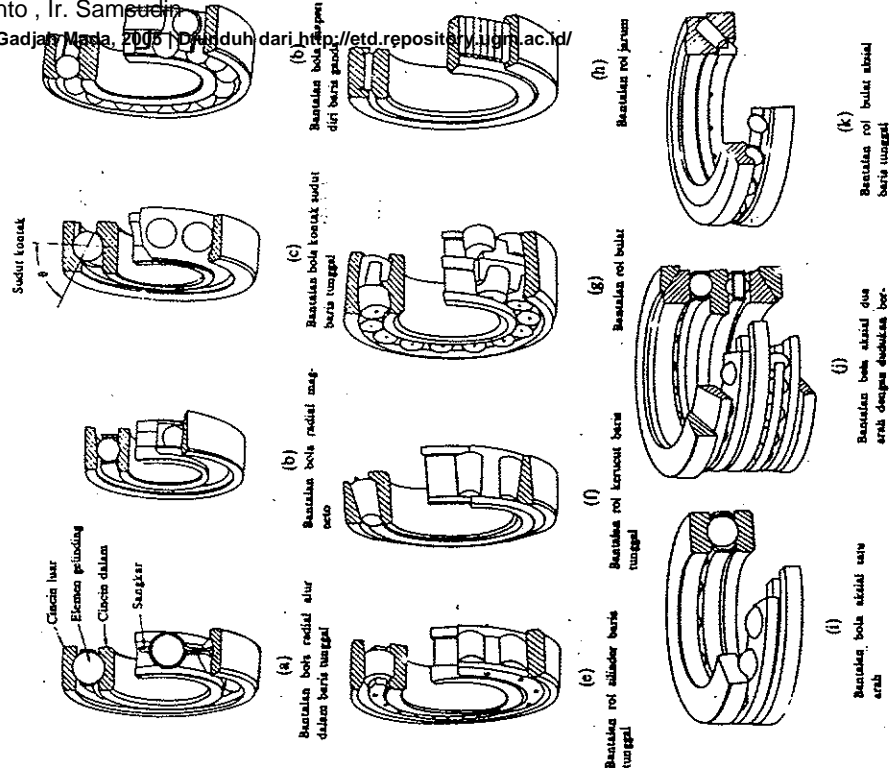
4.8 Jenis-jenis Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Seperti diperlihatkan dalam Gambar 4.15, elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang di antara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan di antaranya akan jauh lebih kecil. Untuk bola atau rol ketebalan tinggi dalam bentuk dan ukuran cincinnya sangat kecil maka besarnya beban per satuan antara bola atau rol dengan cincinnya sangat kecil dan karenanya bantalan tersebut mempunyai ketahanan dan kekerasan yang tinggi. Dengan demikian bahan yang dipakai untuk bantalan radial, yang terutama membawa beban radial dan sedikit beban aksial.

Bantalan gelinding, seperti pada bantalan luncur, dapat diklasifikasikan sebagai bantalan radial, yang terutama membawa beban radial dan sedikit beban aksial.

Perhitungan Ulang Mesin Drill Pedestal

Prof. U. Sianto, Ir. Samudra
 Universitas Gadjah Mada, 2005. Diunduh dari <http://etd.repository.ujm.ac.id/>



Gbr. 4.15 Macam-macam bantalan gelinding.

lain berputar. Jumlah putaran adalah 1.000.000 (atau 33,3 rpm selama 500 jam). Setelah menjalani putaran tersebut, jika 90% dari jumlah bantalan tersebut tidak menunjukkan kerusakan karena kelelahan oleh beban gelinding pada cincin atau elemen gelindingnya, maka besarnya beban tersebut dinamakan kapasitas nominal dinamis spesifik, dan umur yang bersangkutan disebut umur nominal.

Jika bantalan membawa beban dalam keadaan diam (atau berayun-ayun), dan pada titik kontak yang menerima tegangan maksimum besarnya deformasi permanen pada elemen gelinding ditambah besarnya deformasi cincin menjadi 0,0001 kali diameter elemen gelinding, maka beban tersebut dinamakan kapasitas nominal statis spesifik.

Kedua macam beban di atas merupakan faktor dasar yang pertama dalam pemilihan bantalan. Rumus-rumus perhitungan beban dinamis spesifik dulu belum diseragamkan di seluruh dunia. Hal ini dapat dilihat pada perbedaan besarnya harga beban dinamis spesifik C dari bantalan yang sama ukurannya tetapi dibuat oleh pabrik yang berbeda.

Dalam tahun 1959, persamaan teoritis dari Lundberg dan Palmgren diterima oleh ISO, dan dimasukkan dalam JIS B 1518. Pada saat ini, semua produsen bantalan menggunakan standar perhitungan tersebut sehingga harga C yang terdapat dalam katalog bantalan dari berbagai pabrik sama besarnya untuk bantalan yang sama ukurannya. Persamaan untuk C pada bantalan bola dan rol radial adalah sebagai berikut.

$$C = f_c (l \cos \alpha)^{0,7} Z^{1/3} D_e^{1/3} \quad (4.46)$$

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 (mm)

$$C = f_c (l \cos \alpha)^{0,7} Z^{1/3} \times 3,647 D_e^{1/4} \quad (4.47)$$

Untuk bantalan rol

$$C = f_c (l \cos \alpha)^{1/3} Z^{1/4} D_e^{1/27} \quad (4.48)$$

di mana

C: adalah kapasitas nominal dinamis spesifik,

l: jumlah baris bola dalam satu bantalan,

α : sudut kontak nominal,

Z: jumlah bola dalam tiap baris,

D_e : diameter bola,

f_c : faktor yang besarnya tergantung pada jenis, kelas ketelitian, dan bahan dari bagian-bagian bantalan,

l_e : panjang efektif rol.

4.13 Perhitungan Beban Dan Umur Bantalan Gelinding

(1) Perhitungan Beban Ekuivalen

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis.

Jika suatu deformasi permanen, ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen

gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis.

Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg). Maka beban ekuivalen dinamis F_e (kg) adalah sebagai berikut.

Untuk bantalan radial (kecuali bantalan rol silinder)

$$F_e = X Y F_r + Y F_a$$

Untuk bantalan aksial, beban aksial ekuivalen dinamis P_e (kg),

$$P_e = X F_r + Y F_a$$

Faktor Y sama dengan 1 untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar dan untuk pembebanan pada cincin luar yang berputar. Harga-harga X dan Y tertera dalam Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Faktor-faktor Y, X, Y, dan X_0, Y_0 .

Jenis bantalan	Beban putar pada cincin dalam	Beban pada cincin luar	Bantalan tunggal		Bantalan ganda			Bantalan tunggal	
			$F_a/YF_r > \epsilon$		$F_a/YF_r \leq \epsilon$			$F_a/YF_r > \epsilon$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X_0
Bantalan bola dalam	1	1,2	2,30	1,90	2,30	1,90	1,71	2,30	0,19
			1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,31	0,22
			1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	0,26
			1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00	0,28
			1,45	1,31	1,15	1,04	1,00	1,00	0,30
Bantalan bola sudut	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,47	
			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,36	0,57
			0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,31	0,68
			0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,28	0,80
$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	
			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	0,93	1,14
			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	0,93	1,14
			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	0,93	1,14

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

Beban radial ekuivalen statis P_0 (kg), dan beban aksial ekuivalen statis P_{0a} (kg) untuk suatu bantalan yang membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg) dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$P_{0a} = F_r + 2,3 F_a \tan \alpha$$

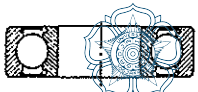
$$P_{0a} = F_r + 2,3 F_a \tan \alpha$$

Harga-harga faktor X_0 dan Y_0 juga terdapat dalam Tabel 4.9



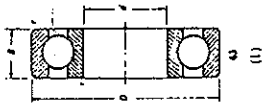
Perhitungan Ulang Mesin Drill Pedestal
Anif Usman, Ir. Samsudin
Universitas Gadjah Mada, 2005. Diunduh dari <http://etd.repository.ujg.ac.id/>

(4.)

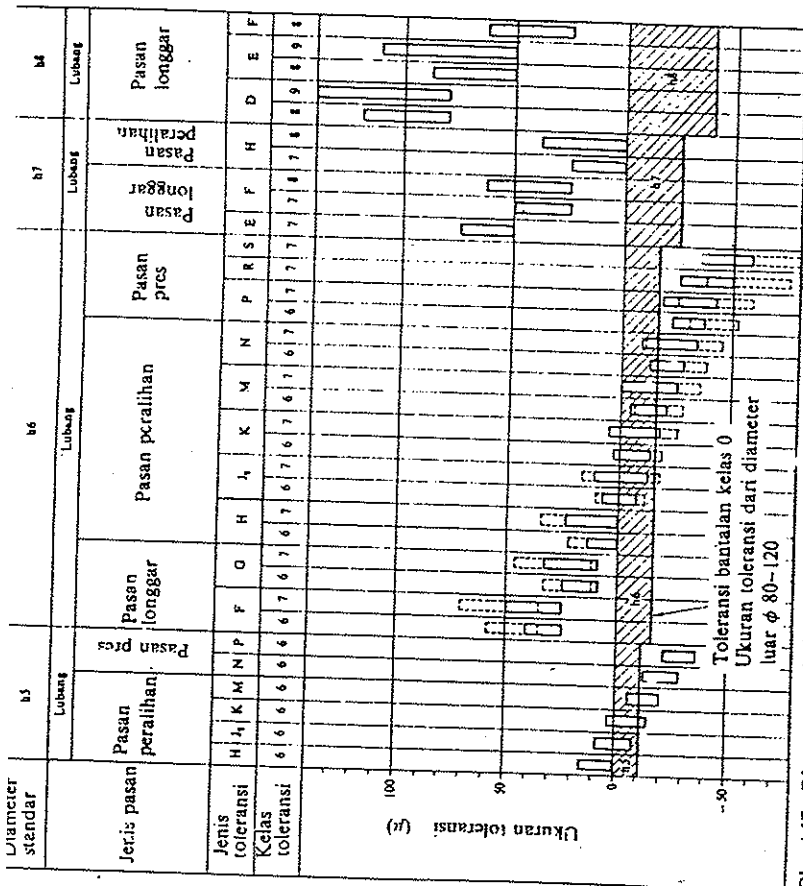


UNIVERSITAS GADJAH MADA

C_0/F_0	X	5	10	15	20	25	
		1					
$F_0/ V F_0 \leq e$	Y	0					
		0,56					
$F_0/ V F_0 > e$	X	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85	
		0,35					
e		0,29	0,27	0,25	0,24		



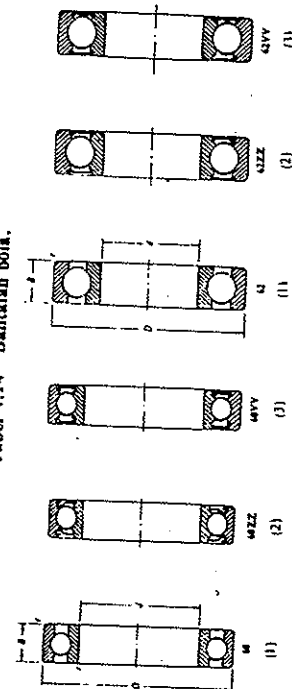
Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	B		
6000	6001ZZ	6001VV	10	8	360	196
6001	02ZZ	02VV	12	8	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	9	440	263
6003	04ZZ	04VV	17	10	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	12	530	360
6005	05ZZ	05VV	25	12	700	465
6006	06ZZ	06VV	30	15	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	14	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	15	1310	1010
6009	09ZZ	09VV	45	16	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	16	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	9	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	10	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	11	600	360
6203	02ZZ	02VV	17	12	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	14	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	15	1100	730
6206	06ZZ	06VV	30	16	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	17	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	18	2380	1650
6209	09ZZ	09VV	45	19	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	20	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	11	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	12	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	13	895	545
6303	03ZZ	03VV	17	14	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	15	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	17	1610	1080
6306	06ZZ	06VV	30	19	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	20	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	23	3200	2300
6309	09ZZ	09VV	45	25	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	27	4850	3650



Gbr. 4.17 Diameter nominal lubang.

Garis utuh ϕ 30-50; garis putus-putus ϕ 80-120

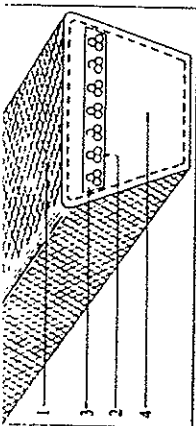
Tabel 4.14 Bantalan bola.



(1) Jenis terbuka

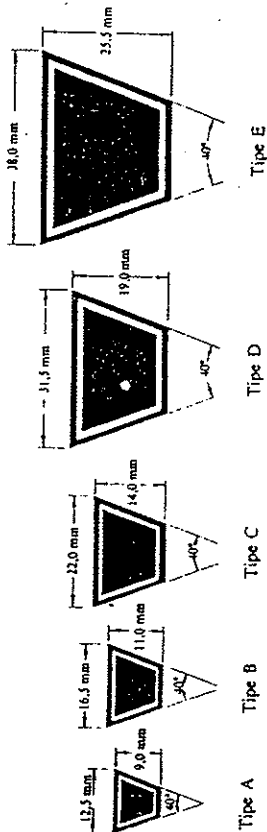
(2) Dengan dua sekat

(3) Dengan dua sekat tanpa kontak

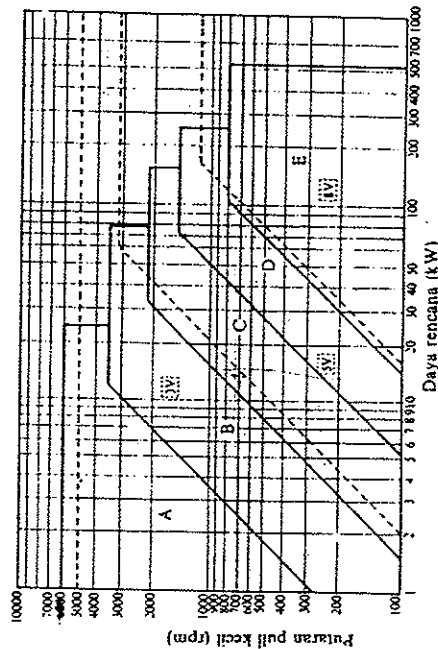


1. Terpal
2. Bagian panamix
3. Karer pembungkus
4. Bantal karet

Gbr. 5.1 Konstruksi sabuk-V.



Gbr. 5.2 Ukuran penampang sabuk-V.



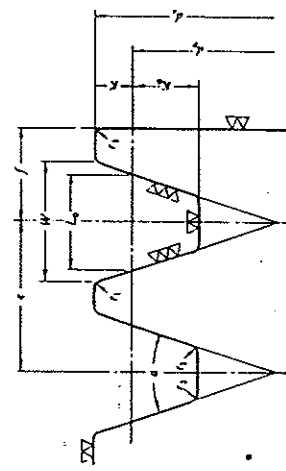
Gbr. 5.3 Diagram pemilihan sabuk-V.

tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan sabuk-V dibandingkan dengan sabuk rata.

Dalam Gambar 5.2 diberikan berbagai proporsi penampang sabuk-V yang umum dipakai.

Atas dasar daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk-V yang sesuai dapat diperoleh dari Gambar 5.3. Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi dalam Tabel 5.1. Diameter nominal puli-V dinyatakan sebagai diameter d_f (mm) dari suatu lingkaran di mana lebar alurnya di dalam Gambar 5.4 menjadi l_0 dalam Tabel 5.2. Transmisi sabuk-V hanya dapat

Mesin yang digerakkan	Penggerak				
	Momen puntir puncak 200%	Momen puntir puncak >200%	Momen puntir puncak >200%		
Motor arus bolak-balik (motor normal, sangkar baling, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt), motor arus searah (lilitan seri), motor torak, kopling tak tetap	Motor arus bolak-balik (motor normal, sangkar baling, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)	Motor arus bolak-balik (motor tinggi, fase tunggal, lilitan sinkron), motor arus searah (lilitan seri), motor torak, kopling tak tetap	Momen puntir puncak >200%		
	Jumlah jam kerja tiap hari	Jumlah jam kerja tiap hari	Momen puntir puncak >200%		
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam
Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percontakan.	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, mesin giling-palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalandler)	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
Variasi beban Besar	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9



Gbr. 5.4 Profil alur sabuk-V.

menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Untuk mempertahankan daya yang ditransmisikan, dapat dipakai beberapa sabuk yang dipasang sebelah-menyebelah.



Tabel 3.4 Ukuran pui-V.

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_f)	α (°)	H^*	L_0	K^*	K_0	e	f
A	71 - 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 - 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 - 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 - 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 - 250	34	21,48					
	251 - 315	36	21,45	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 - 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 - 630	36	36,95					
	631 atau lebih	38	37,45	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0

* Harga-harga dalam kolom H menyatakan ukuran standar.

** Sabuk-V sempit JV K = 0,6, SV K = 1,3

Jarak sumbu poros harus sebesar 1,5 sampai 2 kali diameter pui besar. Di dalam perdagangan terdapat berbagai panjang sabuk-V. Nomor nominal sabuk-V dinyatakan dalam panjang kelingnya dalam inch. Tabel 5.3(a) dan (b) menunjukkan nomor-nomor nominal dari sabuk standar utama. Dalam Tabel 5.3(c) diperlihatkan panjang keliling sabuk-V sempit yang akan dibahas kemudian. Diameter pui yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Dalam Tabel 5.4 diberikan diameter pui minimum yang diizinkan dan dianjurkan menurut jenis sabuk yang bersangkutan.

Sekarang lihatlah Gambar 5.5, di mana putaran pui penggerak dan yang digerakkan berturut-turut adalah n_1 (rpm) dan n_2 (rpm), dan diameter nominal masing-masing adalah d_p (mm) dan D_p (mm), serta perbandingan putaran v dinyatakan dengan n_2/n_1 atau d_p/D_p . Karena sabuk-V biasanya dipakai untuk menurunkan putaran, maka perbandingan yang umum dipakai ialah perbandingan reduksi i ($i > 1$), di mana

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} \neq \frac{1}{i}; u = \frac{1}{i} \quad (5.1)$$

Kecepatan linier sabuk-V (m/s) adalah

$$v = \frac{\pi d_p n_1}{60 \times 1000} \quad (5.2)$$

Jarak sumbu poros dan panjang keliling sabuk berturut-turut adalah C (mm) dan L (mm).

$$\angle aO_1A = \angle bO_2B = \pi - 2\gamma$$

$$ab = AB = C \cos \gamma = C \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} \approx C \left(1 - \frac{\sin^2 \gamma}{2}\right)$$

Penampang A		Penampang B	
13	* 65	16	* 68
14	* 66	17	* 69
15	* 67	18	* 70
16	* 68	19	* 71
17	* 69	20	* 72
18	* 70	21	* 73
19	* 71	22	* 74
20	* 72	23	* 75
21	* 73	24	* 76
22	* 74	25	* 77
23	* 75	26	* 78
24	* 76	27	* 79
25	* 77	28	* 80
26	* 78	29	* 81
27	* 79	30	* 82
28	* 80	31	* 83
29	* 81	32	* 84
30	* 82	33	* 85
31	* 83	34	* 86
32	* 84	35	* 87
33	* 85	36	* 88
34	* 86	37	* 89
35	* 87	38	* 90
36	* 88	39	* 91
37	* 89	40	* 92
38	* 90	41	* 93
39	* 91	42	* 94
40	* 92	43	* 95
41	* 93	44	* 96
42	* 94	45	* 97
43	* 95	46	* 98
44	* 96	47	* 99
45	* 97	48	* 100
46	* 98	49	* 101
47	* 99	50	* 102
48	* 100	51	* 103
49	101	52	* 104
50	* 102	53	* 105
51	103	54	* 106
52	104	55	* 107
53	* 105	56	* 108
54	106	57	* 109
55	107	58	* 110
56	* 108	59	* 111
57	109	60	* 112
58	* 110	61	* 113
59	111	62	* 114
60	* 112	63	* 115
61	113	64	* 116
62	* 114	65	* 117
63	115	66	* 118
64	* 116	67	* 119



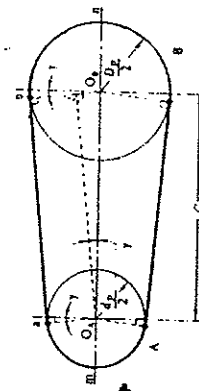
Nomor nominal sabuk	3 V		5 V	
	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)
3V 250	635	631	5V 500	1270
3V 265	673	669	5V 530	1346
3V 280	711	707	5V 560	1422
3V 300	762	758	5V 600	1516
3V 315	800	796	5V 630	1592
3V 355	851	847	5V 670	1694
3V 355	902	898	5V 710	1803
3V 375	953	949	5V 750	1905
3V 400	1016	1012	5V 800	2032
3V 425	1080	1076	5V 850	2159
3V 450	1143	1139	5V 900	2286
3V 475	1207	1203	5V 950	2413
3V 500	1270	1266	5V 1000	2540
3V 530	1346	1342	5V 1060	2692
3V 560	1422	1418	5V 1120	2845

Tabel 5.4 Diameter minimum puli yang diizinkan dan dianjurkan (mm).

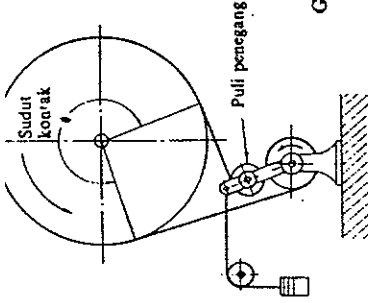
Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Jenis sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Nomor nominal (inch)	Nomor nominal (mm)		Nomor nominal (mm)		Nomor nominal (inch)	
	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)
10	254	10	2032	80	2921	11.5
11	279	11	2057	81	2946	11.6
12	305	12	2083	82	2972	11.7
13	330	13	2108	83	2997	11.8
14	356	14	2134	84	3023	11.9
15	381	15	2159	85	3048	12.0
16	406	16	2184	86	3073	12.1
17	432	17	2210	87	3099	12.2
18	457	18	2235	88	3124	12.3
19	483	19	2261	89	3150	12.4
20	508	20	2286	90	3175	12.5
21	533	21	2311	91	3200	12.6
22	559	22	2337	92	3226	12.7
23	584	23	2362	93	3251	12.8
24	610	24	2388	94	3277	12.9
25	635	25	2413	95	3302	13.0
26	660	26	2438	96	3327	13.1
27	686	27	2464	97	3353	13.2
28	711	28	2489	98	3378	13.3
29	737	29	2515	99	3404	13.4
30	762	30	2540	100	3429	13.5
31	787	31	2565	101	3454	13.6
32	813	32	2591	102	3480	13.7
33	838	33	2616	103	3505	13.8
34	864	34	2642	104	3531	13.9
35	889	35	2667	105	3556	14.0
36	914	36	2692	106	3581	14.1
37	940	37	2718	107	3607	14.2
39	965	39	2743	108	3632	14.3
39	991	39	2769	109	3658	14.4
40	1016	40	2794	110	3683	14.5
41	1041	41	2819	111	3708	14.6
42	1067	42	2845	112	3734	14.7
43	1092	43	2870	113	3759	14.8
44	1118	44	2896	114	3785	14.9



Gbr. 5.5 Perhitungan panjang keliling sabuk.



Gbr. 5.7 Puli penegang.

Bila sabuk-V dalam keadaan diam atau tidak meneruskan momen, maka seluruh panjang sabuk adalah sama. Tegangan ini disebut tegangan awal. Bila sabuk mulai bekerja meneruskan momen, tegangan akan bertambah pada sisi tarik (bagian panjang sabuk yang menarik) dan berkurang pada sisi kendur (bagian panjang sabuk yang tidak menarik).

Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendur berturut-turut adalah F_1 dan F_2 (kg) maka besarnya gaya tarik efektif F_e (kg) untuk menggerakkan puli yang digambarkan adalah

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (5)$$

F_e adalah gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi alur. Jika koefisien gesek nyata antara sabuk dan puli adalah μ' , maka

$$\left. \begin{aligned} F_1/F_2 &= e^{\mu'\theta} \\ F_e &= F_1 - F_2 = F_1 \left(\frac{e^{\mu'\theta} - 1}{e^{\mu'\theta}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Persamaan ini disebut "persamaan Eytelwein". Besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh satu sabuk P_0 (kW) diberikan oleh persamaan berikut ini.

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= F_e v / 102 = F_e \frac{e^{\mu'\theta}}{e^{\mu'\theta} - 1} \cdot \frac{\pi d_p}{60 \times 102} \cdot \frac{n_1}{1000} = C(d_p \mu) \\ C &= F_e \frac{e^{\mu'\theta}}{e^{\mu'\theta} - 1} \cdot \frac{\pi}{6120} \\ n &= \frac{n_1}{1000} \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

di mana F_e (kg) adalah gaya tarik yang diizinkan untuk setiap sabuk, dan n_1 (rpm) adalah putaran puli penggerak. Dalam praktek, persamaan di atas harus dikoreksi terhadap faktor-faktor yang bekerja pada sabuk seperti gaya sentrifugal, lenturan, dan persamaan berikut ini biasanya dipakai untuk sabuk-V standar.

$$\begin{aligned} L &= \frac{d_p}{2} (\pi - 2\gamma) + 2C \left(1 - \frac{\sin^2 \gamma}{2} \right) + \frac{D_p}{2} (\pi + 2\gamma) \\ &= 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \gamma (D_p - d_p)^2 - C \sin^2 \gamma \end{aligned}$$

Oleh karena

$$\gamma \approx \sin \gamma = (D_p - d_p) / 2C,$$

maka

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{2C} (D_p - d_p)^2 - \frac{C}{4C^2} (D_p - d_p)^2 \\ &= 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4C} (D_p - d_p)^2 \end{aligned} \quad (5.3)$$

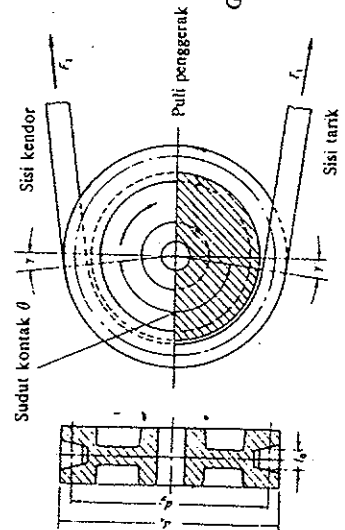
Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran sabuk. Namun, mendapatkan sabuk yang panjangnya sama dengan hasil perhitungan umumnya sukar. Jarak sumbu poros C dapat dinyatakan sebagai

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \quad (5.4)$$

di mana

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \quad (5.5)$$

Sudut lilit atau sudut kontak θ dari sabuk pada alur puli penggerak harus diusahakan sebesar mungkin untuk memperbesar panjang kontak antara sabuk dan puli. Gaya gesekan berkurang dengan mengecilnya θ sehingga menimbulkan slip antara sabuk dan puli. Jika jarak poros adalah pendek sedangkan perbandingan reduksinya besar, maka sudut kontak pada puli kecil (puli penggerak) akan menjadi kecil. Dalam hal ini dapat dipakai sebuah puli penegang seperti dalam Gambar 5.7 untuk memperbesar sudut kontak tersebut.



Gbr. 5.6 Sudut kontak.



LAMPIRAN

Lampiran ini berisi bahan-bahan dari JIS (Standar Industri Jepang) yang dikutip dalam buku ini

1 JIS G 4051. Baja karbon untuk konstruksi mesin.
(a) Unsur Kimia

Lambang	Unsur kimia (%)				
	C	Si	Mn	P	S
S 30 C	0,27-0,33				
S 35 C	0,32-0,38				
S 40 C	0,37-0,43				
S 45 C	0,42-0,48	0,15-0,35	0,60-0,90	0,030	0,035
S 50 C	0,47-0,53				
S 55 C	0,52-0,58				
S 15 CK	0,13-0,18	0,15-0,35	0,30-0,60	0,025	0,025

(b) Ukuran standar baja batang yang dilot panas (Ukuran dalam kurung sedapat mungkin dihindari pemakainya)

9	(10)	11	(12)	13	(14)	(15)	16	(17)	(18)	(19)	(20)	22	(24)	25	(26)
28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	55	60	65	70
75	80	90	95	100	(105)	110	(115)	120	130	140	150	160	(170)	180	(190)
200															

(c) Sifat-sifat mekanis standar

Lambang	Temperatur transformasi		Perilaku panas				Sifat mekanis		
	A _{c1} (°C)	A _{c3} (°C)	Pemuaian (N)	Calup dingin (H)	Temper (H)	Perluasan panas	Batas mulur (kg/mm ²)	Kekerasan (H _f)	Kekerasan (H _v)
S30C	720-815	780-770	850-900 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	29	48	137-197
S35C	720-800	770-710	840-890 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	31	52	149-207
S40C	710-790	760-700	830-880 Pendinginan udara	830-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	33	55	152-212
						H	40	58	167-235
						N	35	60	156-217
						H	45	62	179-235