

BAB III

TEORI DASAR

1. INERSIA

Sebagai langkah awal perhitungan torsi dilakukan perhitungan inersia. Rumus dari inersia dapat dilihat pada lampiran 1, sehingga untuk perhitungannya dapat langsung menggunakan rumus tersebut. Untuk mendapatkan besarnya torsi yang terjadi digunakan rumus :

$$T = I \cdot \alpha \quad (3.1)$$

dimana

T = torsi (kg.mm)

I = inersia (kg.mm²)

α = percepatan sudut (rad/dt²)

dan besarnya α dapat dicari dengan rumus :

$$\omega = \alpha / t \quad (3.2)$$

dimana

ω = kecepatan sudut (rad/dt)

t = waktu (dt)

sehingga dengan demikian torsi yang terjadi dapat diketahui.

2. RODA GIGI LURUS (*SPUR GEAR*)

Roda gigi lurus digunakan untuk mentransmisikan gaya dan putaran. Gerakan putar yang terjadi dengan posisi poros sejajar. Roda gigi dengan diameter yang lebih kecil disebut *pinion* sedang diameter yang lebih besar disebut *gear*.

Pada perhitungan roda gigi digunakan metode AGMA yang merupakan modifikasi dari metode persamaan Lewis. Metode ini juga mempertimbangkan faktor keamanan yang digunakan secara empiris dalam perhitungan desain.

2.1 Istilah Roda Gigi Lurus

Dalam perencanaan roda gigi, terdapat istilah-istilah untuk menentukan bentuk dan dimensi roda gigi.

Diametral pitch P , menentukan ukuran gigi dari roda gigi, didefinisikan sebagai jumlah gigi roda gigi N_t (buah) dibagi dengan diameter lingkaran jarak bagi d (in)

$$P = \frac{N_t}{d} \quad (3.3)$$

Jarak sumbu poros C (in), menyatakan jarak antara pusat roda gigi berpasangan, didefinisikan dengan setengah jumlah diameter lingkaran jarak bagi d (in).

$$C = \frac{d_p + d_g}{2} \quad (3.4)$$

Rasio kecepatan i merupakan perbandingan kecepatan sudut roda gigi penggerak n_1 (rpm) dengan kecepatan sudut roda gigi yang digerakkan n_2 (rpm).

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.5)$$

Sudut tekan ϕ , pada umumnya standar dari sudut tekan roda gigi 20° atau 25° . Roda gigi dengan sudut tekan $14,5^\circ$ sudah jarang digunakan. Tebal gigi b , pada umumnya antara $9/P$ sampai $13/P$.

2.2 Analisa Gaya pada Roda Gigi

Gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi lurus berupa gaya tangensial dan radial seperti pada gambar 3.2.

Berdasarkan persamaan

$$Hp = \frac{T \cdot n}{63000} = \frac{F_t \cdot (d/2) [12 \cdot V_p / (\pi \cdot d)]}{63000}$$

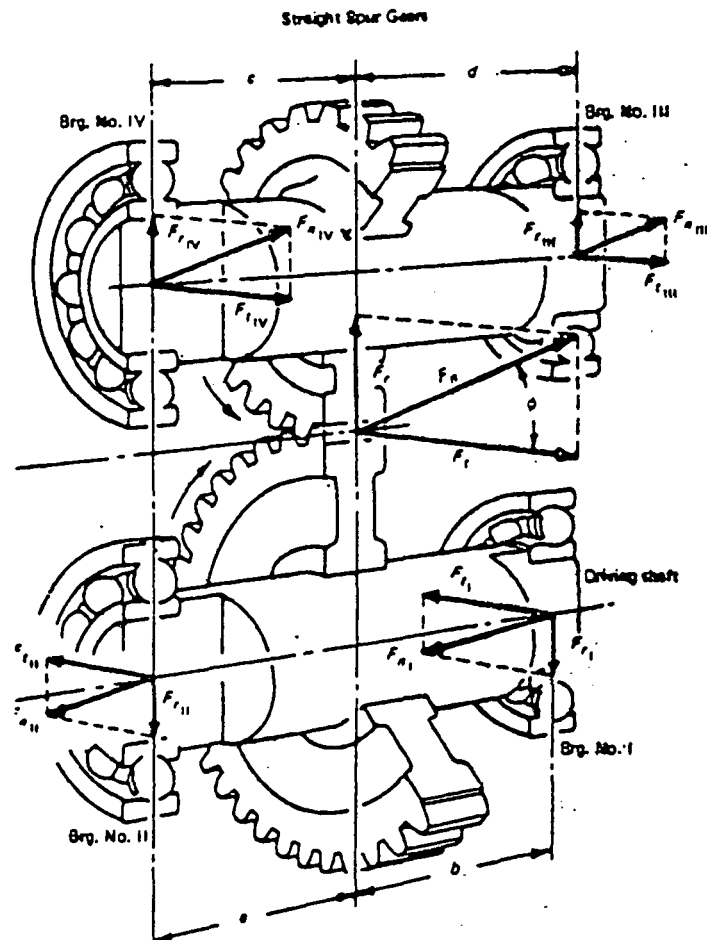
$$Hp = \frac{F_t \cdot V_p}{33000} \quad (3.6)$$

dimana

Hp = daya (Hp)

F_t = gaya tangensial (lb)

V_p = kecepatan linear jarak bagi (fpm)



gambar 3.1 Gaya pada Roda Gigi Lurus

Dalam mendesain, gaya tangensial diasumsikan konstan antara pasangan roda gigi yang bergerak. Torsi yang bekerja menghasilkan gaya tangensial dengan persamaan :

$$T = F_t \frac{d}{2} \quad (3.7)$$

$$\text{Gaya normal } F_n = F_t / \cos \phi \quad (3.8)$$

$$\text{Gaya radial } F_r = F_n \cdot \sin \phi = F_t \cdot \tan \phi \quad (3.9)$$

2.3 Kemampuan Daya Berdasarkan Kekuatan menurut AGMA

Perhitungan kekuatan gigi dari roda gigi adalah penting karena mempengaruhi kelelahan roda gigi tersebut. Daya yang diijinkan dihitung pada *pinion* dan *gear* kemudian daya terkecil digunakan untuk perhitungan selanjutnya.

Kemampuan daya berdasarkan kekuatan untuk *pinion* menurut AGMA adalah

$$hp = \frac{n_p \cdot d_p \cdot S_{at} \cdot b \cdot J \cdot K_v \cdot K_L}{126000 \cdot P \cdot K_m \cdot K_s \cdot K_o \cdot K_R \cdot K_T} \quad (3.10)$$

sedangkan untuk *gear* adalah

$$hp = \frac{n_g \cdot d_g \cdot S_{at} \cdot b \cdot J \cdot K_v \cdot K_L}{126000 \cdot P \cdot K_m \cdot K_s \cdot K_o \cdot K_R \cdot K_T} \quad (3.11)$$

dimana

n_p = putaran pada *pinion* (rpm)

n_g = putaran pada *gear* (rpm)

S_{at} = tegangan bending material yang diijinkan (psi)

b = tebal gigi (in)

J = faktor geometri

K_v = faktor dinamik

K_L = faktor umur ekonomi

P = *diametral pitch*

K_m = faktor distribusi beban

K_s = faktor ukuran

K_o = faktor kelebihan beban

K_R = faktor keamanan

K_T = faktor temperatur

Untuk memudahkan pengertian dan penggunaannya akan dijelaskan lebih lanjut mengenai faktor koreksi yang digunakan.

Tegangan bending material yang diijinkan untuk roda gigi standar ada bermacam-macam karena dipengaruhi kualitas material, perlakuan panas dan komposisi material. Pada tabel 3.1 ditunjukkan nilai dari tegangan bending material menurut AGMA.

Faktor geometri, dipengaruhi bentuk gigi, posisi beban yang terjadi pada roda gigi, konsentrasi tegangan dan distribusi beban antara satu atau lebih pasangan gigi. Faktor geometri dapat dilihat pada tabel 3.2. Faktor dinamik, tergantung pada jenis roda gigi. Besarnya dapat diperoleh dengan rumusan seperti pada tabel 3.3.

Faktor umur ekonomi, mempengaruhi tegangan material yang diijinkan. Faktor ini tergantung dari jumlah putaran yang terjadi selama penggunaan dan dapat dilihat pada tabel 3.4. Faktor distribusi beban, timbul karena material yang tidak uniform. Pada roda gigi lurus biasanya dianggap satu kesatuan. (tabel 3.5)

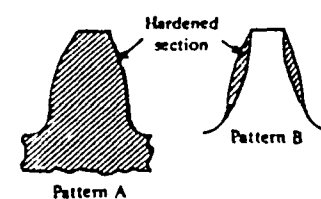
Faktor beban lebih, faktor ini diperhitungkan karena pada umumnya gaya tangensial merupakan nilai rata-rata beban yang ditransmisikan, sedang beban maksimum sesungguhnya dapat lebih besar. Harganya dapat dilihat pada tabel 3.6.

Faktor keamanan, terkadang dikatakan sebagai faktor kepercayaan untuk menanggung resiko kerusakan yang mungkin terjadi dan untuk memperpanjang umur penggunaan. (tabel 3.7).

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	S_{at} , psi	
			Spur, Helical, and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	19-25,000	11,000
	Quenched and tempered	180 BHN	25-33,000	14,000
	Quenched and tempered	300 BHN	36-47,000	19,000
	Quenched and tempered	450 BHN	44-59,000	25,000
	Case carburized	55 R_c	55-65,000	27,500
	Case carburized	60 R_c	60-70,000	30,000
	Induction or flame Hardened, hardness Pattern A of Footnote 1	54 R_c	45-55,000*	
	Hardness Pattern of Footnote 1	54 R_c at Hardened surface	22,000	13,500
	Nitrided AISI 4140	53 R_c case † 300 BHN core	37-42,000*	20,000
Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40		175 BHN 200 BHN	5,000 8,500 13,000	2,700 4,600 7,000
Nodular Iron ASTM Grade 60-40-18 ASTM Grade 80-55-06	Annealed		15,000 20,000	8,000 11,000
ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and tempered		26,000 30,000	14,000 18,500
Bronze AGMA 2c (1.0%–1.2% Tin)		40,000 psi	5,700	3,000
Aluminum Bronze ASTM B-148-52 Alloy 9C-H.T.		90,000 psi	23,600	12,000

Footnote (1)

* Values for tooth & DP and fillet



SOURCE: AGMA

† For heavy gears these hardnesses will be lower, hence, lower values of allowable stress should be used.

tabel 3.1 Kekuatan Gigi dari Spur, Helical, Herringbone, dan Bevel Gear

Number of Teeth for which J Is Desired	Teeth in Mating Gear						Rack
	12	17	25	35	50	85	
15	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
16	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
17	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29
18	0.30	0.31	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32
19	0.31	0.32	0.32	0.33	0.33	0.34	0.36
20	0.31	0.32	0.32	0.34	0.34	0.35	0.37
22	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.36	0.38
24	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.37	0.39
30	0.35	0.37	0.38	0.39	0.39	0.40	0.42
40	0.38	0.39	0.40	0.41	0.42	0.43	0.45
60	0.40	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46	0.48
80	0.42	0.43	0.45	0.46	0.46	0.48	0.50
125	0.43	0.45	0.46	0.47	0.48	0.49	0.52
275	0.44	0.46	0.48	0.49	0.50	0.51	0.54

For other types of gears, refer to charts in AGMA 225.01.

tabel 3.2 Faktor Geometri J , untuk Roda Gigi Lurus dengan $\phi = 20^\circ$

Gear Application	Formula
Commercial spur gears	$\frac{50}{50 + \sqrt{V}}$
Commercial helical gears	$\frac{78}{78 + \sqrt{V}}$
Large-planed spiral bevel gears High-precision helical gears Shaved or ground spur gears	$\sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}}$

tabel 3.3 Faktor Dinamik, C_v dan K_v

Number of Cycles	Spur and Helical Gears		Bevel gears
	250 to 450 Bhn	Case carburized [†]	Case carburized [†]
1,000	3.0 to 4.0*	2.7	4.6
10,000	2.0 to 2.6*	2.0	3.1
100,000	1.6 to 1.8*	1.5	2.1
1 million	1.1 to 1.4*	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0
100 million	1.0 to 0.9	1.0 to 0.9	1.0

*Use the higher values for higher hardnesses.

[†]55 to 63 R_c .

tabel 3.4 Faktor Umur Ekonomi, K_L

Spur and Helical Gears (Good Quality Commercial, Accurately Mounted)		
Face width, in.	Spur	Helical
0 to 2	1.3	1.2
6	1.4	1.3
9	1.5	1.4
16 and over	1.8	1.7

Bevel Gears (Good Industrial Quality)		
Both members straddle-mounted	One member straddle-mounted	Neither member straddle-mounted
1.00 to 1.10	1.10 to 1.25	1.25 to 1.40

tabel 3.5 Faktor Distribusi Beban, K_m dan C_m

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light Shock	1.25	1.50	2.00
Medium Shock	1.50	1.75	2.25

tabel 3.6 Faktor Beban Lebih, K_o dan C_o

Requirements of Application	K_R
High reliability	1.50 to 3.00
Fewer than 1 failure in 100	1.00 to 1.25
Fewer than 1 failure in 3	0.70 to 0.80

tabel 3.7 Faktor Keamanan, K_R

Faktor temperatur, berpengaruh selama proses operasi. Untuk roda gigi yang beroperasi pada temperatur kurang dari 250°F dikatakan uniform sehingga dapat diambil $K_T = 1$, sedang persamaan untuk K_T adalah

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (3.12)$$

dimana T_F adalah temperatur puncak pelumas saat operasi (°F).

2.4 Kemampuan Daya Berdasarkan Tegangan Permukaan yang Diiijinkan menurut AGMA

Daya tahan/tegangan permukaan roda gigi mempengaruhi kelelahan permukaan yang dapat menyebabkan keausan. Persamaan di bawah ini untuk menentukan daya yang diijinkan dengan pertimbangan beban, ukuran gigi dan tegangan terdistribusi.

$$hp = \frac{n_p \cdot b \cdot C_v \cdot I}{126000 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f \cdot C_o} \left(\frac{S_{ac} \cdot d_p \cdot C_L \cdot C_H}{C_p \cdot C_T \cdot C_R} \right)^2 \quad (3.13)$$

dimana

n_p = putaran pada *pinion* (rpm)

S_{ac} = jumlah tegangan kontak yang diijinkan (psi)

b = tebal gigi (in)

d_p = diameter jarak bagi pinion (in)

I = faktor geometri

C_v = faktor dinamik

C_L = faktor umur ekonomi

C_H = faktor perbandingan kekerasan

C_m = faktor distribusi beban

C_f = faktor kondisi permukaan

C_s = faktor ukuran

C_o = faktor kelebihan beban

C_p = faktor elastik

C_R = faktor keamanan

C_T = faktor temperatur

Untuk memudahkan pengertian dan penggunaannya akan dijelaskan lebih lanjut mengenai faktor koreksi yang digunakan.

Jumlah tegangan kontak yang diijinkan adalah fungsi dari faktor material *pinion* dan *gear*, jenis perlakuan pada material dan tegangan sisa. Harga dari jumlah tegangan kontak yang diijinkan dapat dilihat dari tabel 3.8 yang direkomendasikan oleh AGMA.

Material	Surface Hardness, min	S_{ac}	Material	Surface Hardness, min	S_{ac}
Steel	Through hardened		Cast iron		
	140 Bhn	85-95,000	AGMA grade 20	—	50-60,000
	240 Bhn	105-115,000	AGMA grade 30	175 Bhn	65-75,000
	300 Bhn	120-135,000	AGMA grade 40	200 Bhn	75-85,000
	360 Bhn	145-160,000	Nodular iron		90-100% of the S_{ac} value of steel with the same hardness
	440 Bhn	170-190,000	Annealed	165 Bhn	
			Normalized	210 Bhn	
	Case carburized		Oil quench and temper	255 Bhn	
	55 R_c	180-200,000			
	60 R_c	200-225,000	Bronze	Tensile Strength psi (min)	S_{ac}
	Flame or induction hardened		Tin bronze		
	50 R_c	170-190,000	AGMA 2C (10-12% Tin)	40,000	30,000
			Aluminum bronze		
			ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.1)	90,000	65,000

SOURCE: AGMA.

tabel 3.8 Jumlah Tegangan Kontak yang Diijinkan, S_{ac}

Faktor geometri merupakan suatu fungsi yang dipengaruhi beberapa faktor: sudut tekan, rasio roda gigi. Untuk mendapatkan harga faktor geometri dapat dilihat pada tabel 3.9.

Ratio	Number of Teeth on Pinion			
	16	24	30	50 or more
1	0.075	0.077	0.080	0.080
2	0.089	0.099	0.102	0.108
3	0.096	0.108	0.112	0.120
4	0.102	0.114	0.120	0.128
5	0.104	0.118	0.124	0.134
6	0.106	0.121	0.128	0.138
7	0.108	0.124	0.130	0.142
8	0.109	0.125	0.130	0.143
9	0.110	0.125	0.132	0.144
10	0.110	0.126	0.132	0.145

For $14\frac{1}{2}$ -degree full-depth teeth, approximate values can be obtained by multiplying the above values by 0.8. For 20-degree stub teeth, approximate values can be obtained by multiplying the above values by 0.95. Geometry factors for bevel, spiral bevel, and helical gearing can be found by referring to the curves in AGMA 215.01.

tabel 3.9 Faktor Geometri I , untuk Roda Gigi Lurus dengan $\phi = 20^\circ$

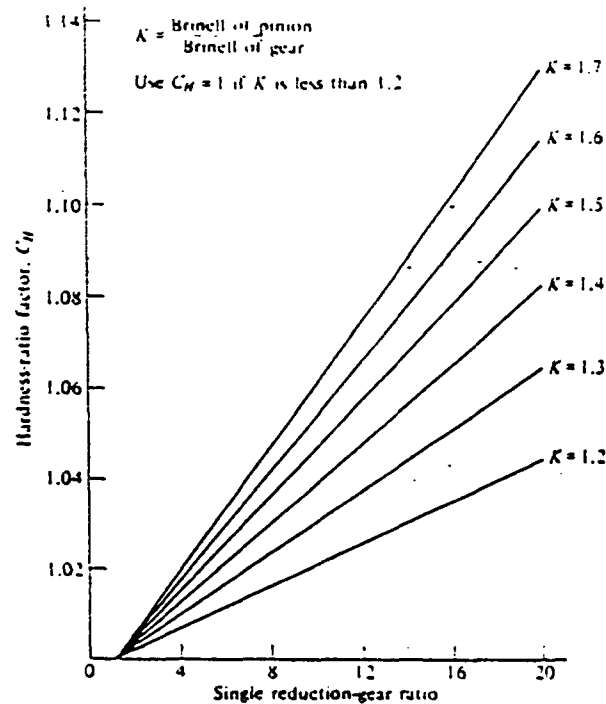
Faktor dinamik merupakan suatu fungsi yang penting dari hubungan gigi dalam pasangan. Faktor ini tergantung pada kecepatan linier *pitch*, kecepatan sudut, inersia dan kekakuan massa yang berputar. Harga dari faktor dinamik dapat dihitung berdasarkan rumusan pada tabel 3.3.

Faktor umur ekonomi untuk menentukan umur dari roda gigi yang akan digunakan. Faktor ini tergantung pada jumlah putaran yang terjadi selama penggunaan dan dapat dilihat pada tabel 3.10.

Cycles	C_L
10^7 and over	1.0
10^6	1.15
10^5	1.30
10^4	1.5

tabel 3.10 Faktor Umur Ekonomi, C_L

Faktor perbandingan kekerasan tergantung dari kekerasan material pada *pinion* dan *gear* roda gigi. Faktor ini dapat dilihat pada gambar 3.2



gambar 3.2 Faktor Perbandingan Kekerasan, C_H

Faktor ukuran dipengaruhi oleh ukuran roda gigi, ukuran gigi roda gigi, daerah kontak gigi, kekerasan dan perlakuan panas. Biasanya diambil seragam yaitu 1.

Faktor distribusi beban, timbul akibat beban yang tidak terdistribusi secara merata. Menurut AGMA, hal ini dapat disebabkan oleh kesalahan pemotongan; kesalahan pada sumbu putar dengan toleransi lubang, kesejajaran poros. Harga C_m untuk roda gigi lurus dapat dilihat pada tabel 3.5.

Faktor kondisi permukaan merupakan faktor yang mempertimbangkan pengerjaan akhir permukaan roda gigi. Biasanya diambil seragam untuk permukaan dengan pengerjaan akhir yang bagus, sedang untuk pengerjaan akhir yang kasar atau kemungkinan timbul tegangan sisa yang besar, harga C_f dapat mencapai 1,25 dan bila keduanya terjadi dapat mencapai 1,5.

Faktor kelebihan beban, akibat beban lebih selama operasi. Faktor ini digunakan untuk menyesuaikan kelebihan beban saat pertama dijalankan dan atau selama operasi. Harga C_o diambil sama dengan K_o dan dapat dilihat pada tabel 3.6.

Faktor elastisitas (koefisien elastik) ditentukan dengan elastisitas dari material *pinion* dan *gear*. Koefisien ini dapat dilihat pada tabel 3.11.

Pinion Material and Modulus of Elasticity	Gear Material and Modulus of Elasticity			
	Steel 30×10^6	Cast iron, 19×10^6	Aluminum bronze, 17.5×10^6	Tin bronze, 16×10^6
Steel, 30×10^6	2300	2000	1950	1900
Cast iron, 19×10^6	2000	1800	1800	1750
Aluminum bronze, 17.5×10^6	1950	1800	1750	1700
Tin bronze, 16×10^6	1900	1750	1700	1650

Note: These values are for nonlocalized contact. Higher values are needed for bevel gears.

tabel 3.11 Koefisien Elastik, C_p

Faktor temperatur, berpengaruh selama proses operasi. Untuk roda gigi yang beroperasi pada temperatur kurang dari 250°F dikatakan uniform sehingga dapat diambil $C_T = 1$, sedang persamaan untuk C_T adalah

$$C_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (3.14)$$

dimana T_F adalah temperatur puncak pelumas saat operasi ($^\circ\text{F}$).

Faktor keamanan digunakan supaya dalam mendesain mempunyai keamanan tinggi saat penggunaan. (Tabel 3.12).

Requirements of Application	C_R
High reliability	1.25 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00

tabel 3.12 Faktor Keamanan, C_R

2.5 Interferensi

Merupakan gangguan kontak yang terjadi pada roda gigi saat pasangan roda gigi berputar dan dapat memperpendek umur roda gigi. Interferensi akan terjadi bila jari-jari lingkaran *addendum* kenyataan melebihi jari-jari lingkaran *addendum* hitungan. Untuk menghitung digunakan persamaan :

$$r_a = \sqrt{r^2 \cdot \cos^2 \phi + C^2 \cdot \sin^2 \phi}$$

$$r_a = \sqrt{r_b^2 + C^2 \cdot \sin^2 \phi} \quad (3.15)$$

dimana

r_a = jari-jari lingkaran *addendum* (in)

r_b = jari-jari lingkaran dasar (in)

C = jarak sumbu poros (in)

ϕ = sudut tekan (°)

3. RODA GIGI CACING (*Worm Gear*)

Roda gigi ini terdiri dari batang roda gigi cacing yang sangat mirip dengan ulir dan *gear* yang merupakan roda gigi miring (*helical gear*). Poros dari batang roda gigi cacing dan *gear* membentuk 90° satu sama lain. Roda gigi cacing mempunyai beberapa jenis ulir, yaitu jenis ulir tunggal, ganda, *triple*, dan seterusnya.

Keuntungan roda gigi ini dapat mempunyai angka perbandingan kecepatan yang besar, pada waktu beroperasi tidak terjadi kejutan seperti jenis lainnya. Dalam kenyataan pada pasangan roda gigi terjadi gerakan *sliding*.

3.1 Istilah Roda Gigi Cacing

Jarak bagi aksial dari batang roda gigi cacing p_{wa} adalah jarak antara titik yang berhubungan dengan gigi. *Lead* l adalah jarak aksial batang roda gigi cacing selama satu putaran dari batang roda gigi cacing atau jumlah ulir (gigi) dari batang roda gigi cacing N_{tw} dikalikan dengan jarak bagi aksial batang roda gigi cacing.

$$l = N_{tw} \cdot p_{wa} \quad (3.16)$$

Untuk poros batang roda gigi cacing dan gear yang saling membentuk sudut 90° akan mempunyai sudut *helix worm* ψ_w yang sama dengan sudut *lead worm* λ_w . Sudut *lead* merupakan sudut antara tangensial jarak bagi *helix* dan bidang putaran.

Jarak sumbu poros C merupakan jarak antara pusat diameter *pitch* roda gigi yang berpasangan.

$$C = \frac{d_w + d_g}{2} \quad (3.17)$$

Menurut rekomendasi AGMA diberikan persamaan untuk mengecek besarnya *diameter pitch worm* d_w

$$d_w = \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (3.18)$$

Perbandingan / rasio kecepatan i dinyatakan dengan

$$i = \frac{\omega_g}{\omega_w} = \frac{N_w}{N_g} \quad (3.19)$$

dimana

N_g = jumlah gigi pada *gear* (buah)

N_{tw} = jumlah gigi pada *worm* (buah)

ω_g = kecepatan sudut *gear* (rad/dt²)

ω_w = kecepatan sudut *worm* (rad/dt²)

3.2 Kekuatan Roda Gigi Cacing

Gigi dari batang roda gigi cacing selalu lebih kuat dari gigi *gear*. Persamaan

Lewis yang digunakan untuk menentukan kekuatan roda gigi cacing :

$$F_b = \frac{S \cdot Y \cdot b}{P_n} = S \cdot b \cdot y \cdot P_n \quad (3.20)$$

y merupakan bentuk faktor Lewis yang dapat dilihat pada tabel 3.13.

ϕ_n , deg.	Y	y
14 1/2	0.314	0.100
20	0.392	0.125
25	0.470	0.150
30	0.550	0.175

tabel 3.13 Sudut Tekan Normal

3.3 Beban Dinamik

Beban dinamik yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan :

$$F_d = \frac{1200 + V_{pg}}{1200} F_t \quad (3.21)$$

dimana

V_{pg} = kecepatan linier *pitch gear* (fpm)

F_t = gaya tangensial *gear* (lb)

3.4 Beban Keausan

Persamaan yang digunakan untuk menentukan beban keausan yang diijinkan F_w adalah

$$F_w = d_g \cdot b \cdot K' \quad (3.22)$$

dimana

d_g = diameter *pitch gear* (in)

b = lebar gigi (in)

K' = konstanta yang tergantung dari material dan geometri *gear*. Harga

dari konstanta K' dapat dilihat dari tabel 3.14.

Worm	Gear	K'
Steel, 500 BHN	Bronze	80
Steel, 250 BHN	Bronze	60
Steel, 500 BHN	Chilled bronze	115
Steel, 500 BHN	Cast iron	50

*The values for K' given above are typical values. The wear load should only be estimated from equation (11-33). A more complete set of values may be found in reference [1].

tabel 3.14 Konstanta Keausan, K' untuk Roda Gigi Cacing dengan $\phi_n 20^\circ$

3.5 Efisiensi Roda Gigi Cacing

Efisiensi ini penting untuk mempertimbangkan kerja beban gigi. Gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi dapat dilihat pada gambar 3.3. Gaya normal F_n tegak lurus pada permukaan gigi, dapat dibagi menjadi 3 komponen:

Gaya tangensial yang merupakan tangensial pada batang roda gigi cacing dan aksial pada *gear*

$$F_t = F_n \cdot \cos \phi_n \quad (3.23)$$

F_{thrust} beban *thrust* aksial pada cacing dan tangensial pada *gear*

$$F_a = F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \cos \lambda_w \quad (3.24)$$

Gaya radial

$$F_r = F_n \cdot \sin \phi_n \quad (3.25)$$

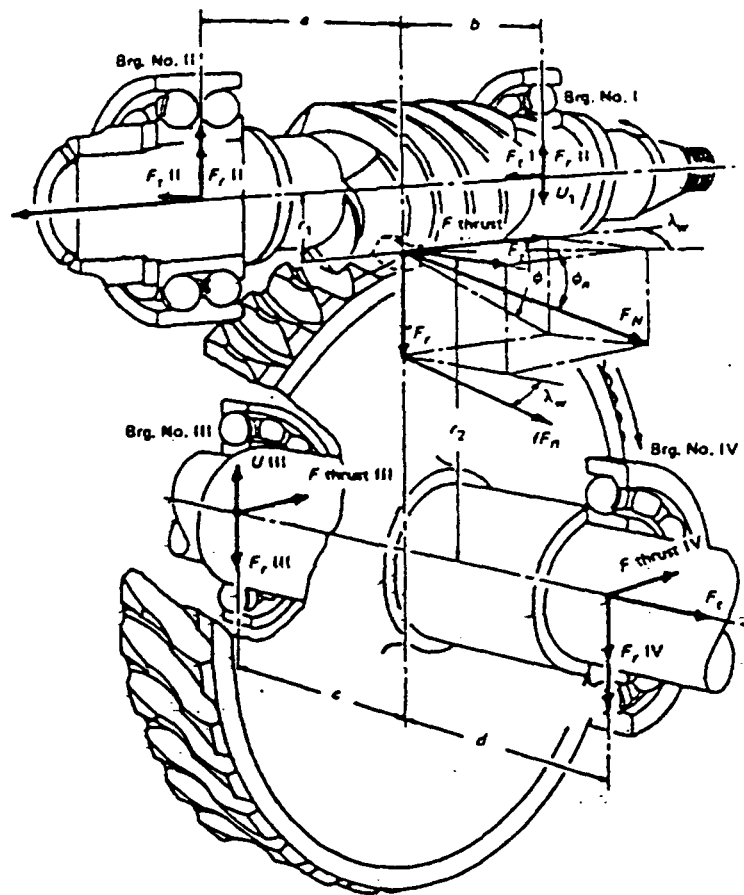


Figure 11-20 Bearing loads due to worm gearing. [Courtesy New Departure—Hyatt Bearings Division, General Motors Corporation.]

gambar 3.3 Gaya Roda Gigi Cacing

Efisiensi dari roda gigi didefinisikan sebagai daya keluaran dibagi daya input.

Gaya gesek antara batang roda gigi cacing dan gear adalah $f \cdot F_n$, sedang $f \cdot F_n \cdot \cos \lambda_w$ di sepanjang sumbu batang roda gigi cacing dan $f \cdot F_n \cdot \sin \lambda_w$ sepanjang sumbu *gear*.

Power input dan output dihitung dengan

$$\text{Power}_{\text{input}} = (F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda_w + f \cdot F_n \cdot \cos \lambda_w) \cdot V_{pw} \quad (3.26)$$

$$\text{Power}_{\text{output}} = (F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \cos \lambda_w - f \cdot F_n \cdot \sin \lambda_w) \cdot V_{pg} \quad (3.27)$$

sehingga efisiensi dapat dihitung dengan :

$$\begin{aligned} \text{eff} &= \frac{\text{power}_o}{\text{power}_i} = \frac{F_n (\cos \phi_n \cdot \cos \lambda_w - f \cdot \sin \lambda_w) V_{pg}}{F_n (\cos \phi_n \cdot \sin \lambda_w + f \cdot \cos \lambda_w) V_{pw}} \\ &= \frac{\cos \phi_n - f \cdot \tan \lambda_w}{\cos \phi_n + f \cdot \cot \lambda_w} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Harga koefisien gesek f merupakan fungsi kecepatan *sliding* V_s

$$V_s = \frac{V_{pw}}{\cos \lambda_w} \quad (3.29)$$

$$f = \frac{0,155}{V_s^{0,2}} \quad \text{untuk } 3 < V_s < 70 \text{ ft/min} \quad (3.30a)$$

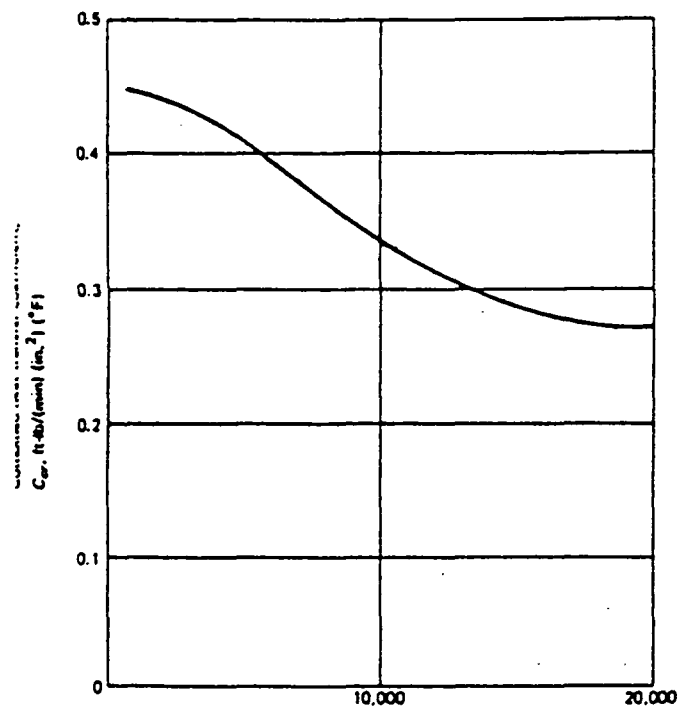
$$f = \frac{0,32}{V_s^{0,36}} \quad \text{untuk } 70 < V_s < 3000 \text{ ft/min} \quad (3.30b)$$

3.6 Kapasitas Panas dari Pasangan Roda Gigi Cacing

Pada kenyataan, kebanyakan roda gigi cacing mempunyai batas kemampuan daya disipasi panas dari cacing. Panas dipindahkan melalui radiasi dan konveksi.

Persamaan perpindahan panas H

$$H = C_{cr} \cdot A_c \cdot \Delta t \quad (2.31)$$



gambar 3.4 Koefisien Perpindahan Panas vs Luas Permukaan

dimana

H = energi yang didisipasi ($\text{lb.ft}/\text{min}$)

C_{gr} = koefisien kombinasi perpindahan panas ($\text{lb.ft}/\text{min in}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$) (gambar 3.4)

A_e = luas permukaan yang berhubungan dengan udara lingkungan (in^2)

Δt = perbedaan temperatur antara oli dengan udara lingkungan ($^\circ\text{F}$)

Luas permukaan pendinginan yang berhubungan dengan udara dapat dihitung dengan persamaan berdasarkan AGMA

$$A_e = 43,2 \cdot C^{1,7} \quad (3.32)$$

dimana

A_e = daerah permukaan pendinginan (in^2)

C = jarak sumbu poros (in)

Panas yang harus didisipasi dari cacing dapat ditentukan dengan pertimbangan gesekan dan kehilangan daya.

$$\text{eff} = \text{hp}_o / \text{hp}_i$$

$$\text{hp}_o = \text{hp}_i - \text{hp}_{\text{lost}}$$

$$\text{eff} \cdot \text{hp}_i = \text{hp}_i - \text{hp}_{\text{lost}}$$

$$\text{hp}_{\text{lost}} = \text{hp}_i - \text{eff} \cdot \text{hp}_i = \text{hp}_i \cdot (1 - \text{eff})$$

Maka energi yang harus didisipasi adalah

$$H_d = \text{hp}_i \cdot (1 - \text{eff}) \cdot 33000 \quad (3.33)$$

Energi yang harus didisipasi H_d harus sama atau lebih kecil dari kapasitas energi panas yang didisipasi H .

4. POROS

Poros merupakan salah satu elemen terpenting dari setiap mesin. Peran utama poros yaitu meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Pada umumnya poros transmisi mendapat beban puntir (torsi) murni atau puntir dan lentur. Dalam merencanakan poros, perlu memperhatikan kekuatan dan kekakuan poros, korosi serta material poros. Untuk material poros dapat dilihat pada tabel 3.15a dan 3.15b.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	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

tabel 3.15a Baja Paduan untuk Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

tabel 3.15b Baja Karbon untuk Konstruksi Umum dan Batang Baja yang Difinis

Dingin untuk Poros

4.1 Poros dengan Beban Puntir dan Lentur

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui rangkaian dengan sabuk, roda gigi dan rantai. Dengan demikian poros mendapat beban puntir dan lentur, sehingga pada permukaan poros terjadi tegangan geser τ (kg/mm²) karena momen puntir T (kg.mm) dan tegangan bending σ (kg/mm²) karena momen bending.

Untuk bahan yang liat seperti pada poros, dapat dipakai teori tegangan geser maksimum $\tau_{\max}$ (kg/mm²)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}{2}} \quad (3.34)$$

Pada poros pejal berpenampang bulat, $\sigma = 32 \cdot M / (\pi \cdot d_s^3)$ dan $\tau = 16 \cdot T / (\pi \cdot d_s^3)$, sehingga $\tau_{\max} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{M^2 + T^2}$.

Beban yang bekerja pada poros pada umumnya adalah beban berfluktuasi. Jika poros tersebut menggunakan roda gigi untuk meneruskan daya besar maka kejutan akan terjadi pada saat mulai atau sedang berputar.

Dengan mengingat macam beban, sifat beban, maka ASME menganjurkan untuk memasukkan pengaruh kelelahan karena beban berfluktuasi. Di sini faktor koreksi K_t untuk momen puntir dapat dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0 ÷ 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan dan 1,5 ÷ 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar. Faktor koreksi K_m untuk momen lentur. Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur yang tetap, $K_m = 1,5$. Untuk beban dengan tumbukan ringan K_m terletak antara 1,5 dan 2,0 dan untuk beban dengan tumbukan berat besarnya antara 2 dan

3. Maka persamaan diatas dapat ditulis dengan

$$\tau_{\max} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \quad (3.35)$$

Besarnya $\tau_{\max}$ yang dihasilkan harus lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan dari material τ_s (kg/mm²). Tegangan geser yang diijinkan untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Tegangannya dihitung berdasarkan batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_b (kg/mm²). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini faktor keamanan diambil sebesar 5,6 untuk bahan baja tempa (SF) dengan kekuatan yang dijamin dan 6 untuk bahan baja karbon (SC) dan baja paduan. Faktor ini dinyatakan dengan Sf_1 .

Selanjutnya bila poros diberi alur pasak atau dibuat bertahap maka pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan juga perlu diperhatikan. Untuk itu diambil faktor Sf_2 sebesar 1,3 sampai 3,0. Maka besar τ_s dapat dihitung dengan

$$\tau_s = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad (3.36)$$

sehingga untuk menghitung diameter poros d_s (mm) dapat digunakan persamaan

$$d_s \geq \left[\frac{5,1}{\tau_s} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.37)$$

Diameter poros harus dipilih dan disesuaikan dengan diameter dalam dari bantalan yang ada. Dari bantalan yang dipilih dapat ditentukan jari-jari filet yang diperlukan pada perubahan dimensi poros.

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir pada poros harus juga dibatasi. Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,3 derajat. Untuk poros yang panjang harga tersebut berkurang sampai 1/2 harga di atas.

Jika diameter poros d , (mm), panjang poros l (mm), momen puntir T (kg.mm), dan modulus geser G (kg/mm²), maka defleksi puntiran θ (°) sebesar :

$$\theta = 584 \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot d^4} \quad (3.38)$$

Dengan harga modulus geser untuk baja $G = 8,3 \cdot 10^3$ kg/mm². Perhitungan θ menurut rumus di atas dilakukan untuk memeriksa apakah harga yang diperoleh masih di bawah batas harga yang diperbolehkan untuk pemakaian yang bersangkutan.

Selain itu kekakuan poros terhadap lenturan juga perlu diperiksa. Bila suatu poros baja ditumpu oleh bantalan yang tipis atau bantalan yang mapan sendiri, maka lenturan poros y (mm) dapat ditentukan dengan rumus berikut

$$y = 3,23 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d^4 \cdot l} \quad (3.39)$$

di mana jarak antara bantalan penumpu l (mm), beban F (kg), jarak dari bantalan yang bersangkutan ke titik pembebanan l_1 dan l_2 (mm). Lenturan yang terjadi dibatasi sampai 0,3 - 0,35 mm atau kurang untuk setiap 1 meter jarak bantalan.

Beban F yang dimaksud adalah gaya-gaya luar seperti gaya dari roda gigi, tegangan dari sabuk dan berat puli beserta sabuk. Jika beberapa dari gaya-gaya tersebut bekerja di antara bantalan atau di luarnya, maka perhitungan harus

didasarkan pada gaya resultannya. Gaya resultan yang dipilih diambil yang terbesar.

Bila suatu poros panjang ditumpu secara kaku dengan bantalan atau dengan cara lain, maka lenturannya dapat dinyatakan dengan

$$y = 3,23 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F \cdot l_1^3 \cdot l_2^3}{d_s^4 \cdot l^3} \quad (3.40)$$

Dengan demikian akan didapatkan poros dengan dimensi dan kekuatan yang aman terhadap terjadinya defleksi puntiran dan lenturan.

5. BANTALAN (*Bearing*)

Bantalan merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan jangka waktu pemakaian yang lebih lama. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros beserta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

Arah beban yang bekerja menentukan jenis bantalan yang akan digunakan. Bantalan radial digunakan bila arah beban yang ditumpu oleh bantalan tegak lurus sumbu poros, sedang bantalan aksial, bila arah beban bantalan sejajar sumbu poros. Bantalan gelinding khusus (gabungan) dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Bantalan yang akan digunakan ada 2 macam yaitu *ball bearing* untuk beban radial dan *tapered bearing* untuk beban aksial. Pembahasannya meliputi cara pemilihan dan perhitungan faktor umur.

5.1 Beban Bearing

Besar beban pada *bearing* disebut beban ekivalen, ada dua jenis yaitu beban ekivalen dinamik dan beban ekivalen statik. Beban ekivalen dinamik didefinisikan sebagai beban yang menentukan umur ekonomi *bearing* atau kemampuan *bearing* mendapat beban maksimum selama 10^6 putaran. Persamaan umum beban ekivalen dinamik dinyatakan dengan

$$P = F_r \quad , \text{ bila } F_a / F_r \leq e \quad (3.41)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad , \text{ bila } F_a / F_r > e \quad (3.42)$$

dimana

P = beban ekivalen dinamik bantalan (N)

F_r = beban radial aktual bantalan (N)

F_a = beban aksial aktual bantalan (N)

X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

e = faktor perbandingan

Untuk jenis *ball bearing* dan *taper bearing*, harga-harga untuk X , Y dan e dapat dilihat dari lampiran 3 dan harga X untuk *taper bearing* diambil 0,4.

Beban ekivalen statis didefinisikan sebagai beban yang menimbulkan deformasi permanen pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak

dengan cincin. Deformasi cincin dapat mencapai 0,0001 kali diameter *ball* atau *roll*. Persamaan untuk beban ekuivalen statis P_o dapat dinyatakan secara umum dengan

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (3.43)$$

Bila $P_o < F_r$ maka untuk perhitungan diambil $P_o = F_r$ untuk bantalan radial, sedang untuk bantalan aksial $P_o = F_a$ bila $P_o < F_a$. Untuk *ball bearing*, harga $X_o = 0,6$ dan $Y_o = 0,5$. Untuk *taper roller bearing*, harga $X_o = 0,5$ dan harga Y_o dapat dilihat pada lampiran 3.

Kapasitas beban statis C_o tergantung dari material bantalan, jumlah alur elemen gelinding dalam sebuah bantalan, jumlah elemen gelinding tiap alur, sudut kontak *bearing* dan diameter *ball* atau *roller*. Kapasitas bantalan C dipengaruhi faktor-faktor yang sama dengan C_o . Harga-harga C dan C_o dapat dilihat pada lampiran 3 untuk *single row deep groove ball bearing* dan *single row taper roller bearing*.

5.2 Umur *Bearing*

Merupakan jumlah putaran (atau jumlah jam bila operasinya pada kecepatan konstan) sebelum adanya tanda-tanda kelelahan pada material ring atau pada elemen gelinding (*ball* atau *roll*).

Pada umumnya umur *bearing* dihitung pada percobaan dengan kegagalan yang terjadi sebanyak 10%. Persamaan untuk umur *bearing* L_{10}

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (3.44)$$

dimana

L_{10} = kemampuan umur *bearing* (jutaan putaran)

C = kemampuan beban dinamik (N)

P = beban ekivalen dinamik (N)

p = eksponen dari persamaan umur *bearing*

= 3 untuk *ball bearing*

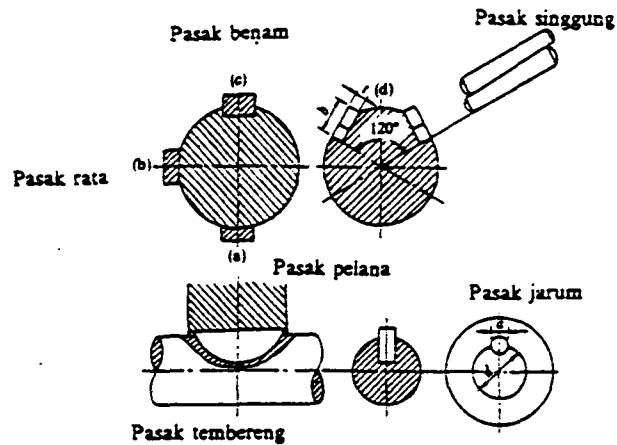
= 10/3 untuk *roller bearing*

6. PASAK

6.1 Perencanaan Pasak

Pasak adalah elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan gaya atau momen torsi dari poros ke suatu elemen mesin lainnya (puli, roda gigi, kopling) atau sebaliknya.

Pasak dapat dibedakan menurut letaknya pada poros. Macamnya adalah pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung yang umumnya berpenampang segi empat. Macam-macam pasak dapat dilihat pada gambar 3.5.



gambar 3.5 Macam-macam Pasak

6.2 Dimensi Pasak karena Kerusakan Geser

Dimensi pasak ditentukan oleh diameter poros d_s (mm). Bahan pasak dipilih lebih lemah daripada bahan poros. Untuk dimensi pasak dapat dilihat pada tabel 3.16, sedangkan mengenai gaya yang terjadi pada pasak dilihat pada gambar 3.6.

Bila momen rencana dari poros T (kg.mm) dan diameter poros d_s (mm) maka gaya tangensial F_t (kg) pada permukaan poros adalah

$$F_t = \frac{T}{d_s/2} \quad (3.45)$$

Besar tegangan geser τ_s (kg/mm²) yang terjadi

$$\tau_s = \frac{F_t}{A} \quad (3.46)$$

dimana A merupakan luas bidang geser yang dirumuskan dengan

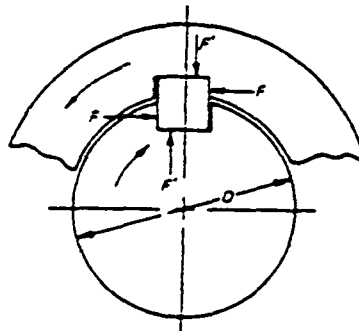
$$A = W \cdot l \quad (3.47)$$

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in.	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in.	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in.	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in.	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$1\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$2\frac{1}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$2\frac{7}{8}$	1	3.309
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$2\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$3\frac{1}{8}$	1	3.373
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$1\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$1\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$2\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

*Tolerances on W in: -0.0020 in. for shafts $\frac{1}{4}$ to $1\frac{1}{8}$ in., inclusive; -0.0025 in. for shafts $1\frac{1}{8}$ to $1\frac{1}{2}$ in., inclusive; -0.0030 in. for shafts $1\frac{1}{2}$ to 6 in., inclusive.

tabel 3.16 Dimensi Pasak



gambar 3.7 Gaya pada Pasak

Tegangan geser yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan geser τ_{si} yang diijinkan material. Tegangan geser yang diijinkan dapat diperoleh dengan

$$\tau_{si} = \frac{0,58 \cdot S_{yp}}{N} \quad (3.48)$$

dimana

S_{yp} = tegangan luluh (kg/mm^2)

N = angka keamanan

6.3 Dimensi Pasak Akibat Kerusakan karena Tekanan (Kompresi)

Kerusakan permukaan samping pasak karena tekanan juga perlu diperhatikan. Besar tegangan kompresi σ_c (kg/mm^2) yang terjadi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_1} \quad (3.49)$$

dimana A_1 merupakan luas permukaan samping yang dirumuskan dengan

$$A_1 = 0,5 \cdot H \cdot l \quad (3.50)$$

Tegangan kompresi yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan kompresi yang diijinkan material. Tegangan kompresi yang diijinkan σ_{si} (kg/mm^2) dapat diperoleh dengan

$$\sigma_{si} = \frac{S_{yp}}{N} \quad (3.51)$$

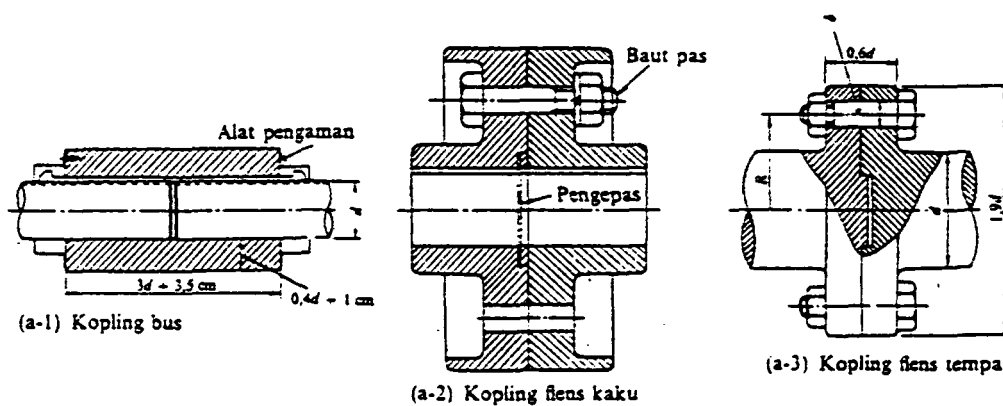
dimana

S_{yp} = tegangan tekan (kg/mm^2)

7. KOPLING

Kopling mempunyai fungsi untuk menyambung poros dengan poros, penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan. Kopling ada 2 macam yaitu kopling tetap dan kopling tidak tetap.

Kopling tetap ada beberapa macam : kopling kaku, kopling fleksibel dan kopling universal. Kopling kaku ada tiga macam yaitu kopling bus, kopling flens kaku dan kopling flens tempa. Bentuknya dapat dilihat pada gambar 3.7.



gambar 3.8 Macam Kopling Kaku

7.1 Dimensi Kopling Flens Kaku

Dalam perencanaan ini, dipilih kopling flens kaku sebagai penyambung poros. Kopling ini terdiri dari naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya.

Dengan mengetahui besar daya yang akan ditransmisikan P (kW) dan putaran n (rpm) maka dapat ditentukan daya rencana P_d dengan memasukkan faktor koreksi daya f_c . Faktor f_c dapat dilihat pada tabel 3.17.

$$P_d = P \cdot f_c \quad (3.52)$$

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2–2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8–1,2
Daya normal	1,0–1,5

tabel 3.17 Faktor Koreksi Daya

Momen rencana T (kg.mm) yang dihasilkan oleh motor dapat dihitung dengan

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P_d}{n} \quad (3.53)$$

Untuk memperoleh harga tegangan tarik bahan poros σ_b (kg/mm²) dapat diambil dari tabel 3.15. Dengan memperhatikan faktor Sf_1 dan Sf_2 seperti pada uraian poros maka didapat tegangan geser yang diijinkan τ_{si} . Kemudian dengan menentukan faktor K_t dan K_m masing-masing untuk torsi dan lentur, maka diameter poros d_s (mm) dapat dihitung.

Berdasarkan ukuran kopling flens standar, maka diameter poros yang dihasilkan disesuaikan dengan diameter lubang naf. Untuk data-data yang lain dapat dilihat pada lampiran 5.

7.2 Kekuatan Baut

Bahan baut yang umum digunakan dapat dilihat pada lampiran 5. Baut-baut digunakan untuk mengikat flens. Distribusi tegangan geser pada baut tetap tidak seragam.

Dalam perhitungan hanya 50% dari jumlah baut n yang menerima beban secara merata. Jumlah baut efektif yang menerima beban n_e adalah

$$n_e = \varepsilon \cdot n \quad (3.54)$$

dimana ε nilai efektif baut.

Besarnya tegangan geser pada baut dapat dihitung dengan

$$\tau_b = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \quad (3.55)$$

dan tegangan geser pada baut yang diijinkan

$$\tau_{bi} = \frac{\sigma_b}{Sf_b \cdot K_b} \quad (3.56)$$

dimana

τ_b = tegangan geser pada baut (kg/mm^2)

τ_{bi} = tegangan geser ijin pada baut (kg/mm^2)

T = torsi rencana (kg.mm)

d_b = diameter baut (mm)

n_e = jumlah baut efektif (buah)

B = diameter posisi baut pada flens (mm)

Sf_b = faktor koreksi bahan baut = 6

K_b = faktor koreksi konsentrasi bahan, besarnya $1,5 \div 3,0$

Bila terjadi tumbukan maka τ_b dikalikan dengan K_b . Tegangan geser pada baut harus lebih kecil atau sama dengan tegangan geser ijin dari baut agar baut yang digunakan tidak mengalami kerusakan.

7.3 Kekuatan Flens

Bahan flens dapat dilihat pada lampiran 5. Bahan yang digunakan harus memperhatikan lingkungan penggunaan. Untuk pemakaian umum biasanya menggunakan besi cor dan jika dikehendaki bahan yang lebih kuat dipakai baja cor.

Besar tegangan geser flens adalah

$$\tau_F = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot C^2 \cdot F} \quad (3.57)$$

dan tegangan geser ijin dari flens adalah

$$\tau_{Fi} = \frac{\sigma_b}{Sf_F \cdot K_F} \quad (3.58)$$

dimana

τ_F = tegangan geser flens (kg/mm^2)

τ_{Fi} = tegangan geser ijin flens (kg/mm^2)

C = diameter naf (mm)

F = tebal flens (mm)

Sf_F = faktor koreksi bahan

K_F = faktor koreksi karena bagian yang keropok peka terhadap tumbukan, besarnya 2 atau 3.

Bila terjadi tumbukan, besar τ_F harus dikalikan dengan K_F , kemudian dibandingkan dengan tegangan ijinnya.

8. PNEUMATIK

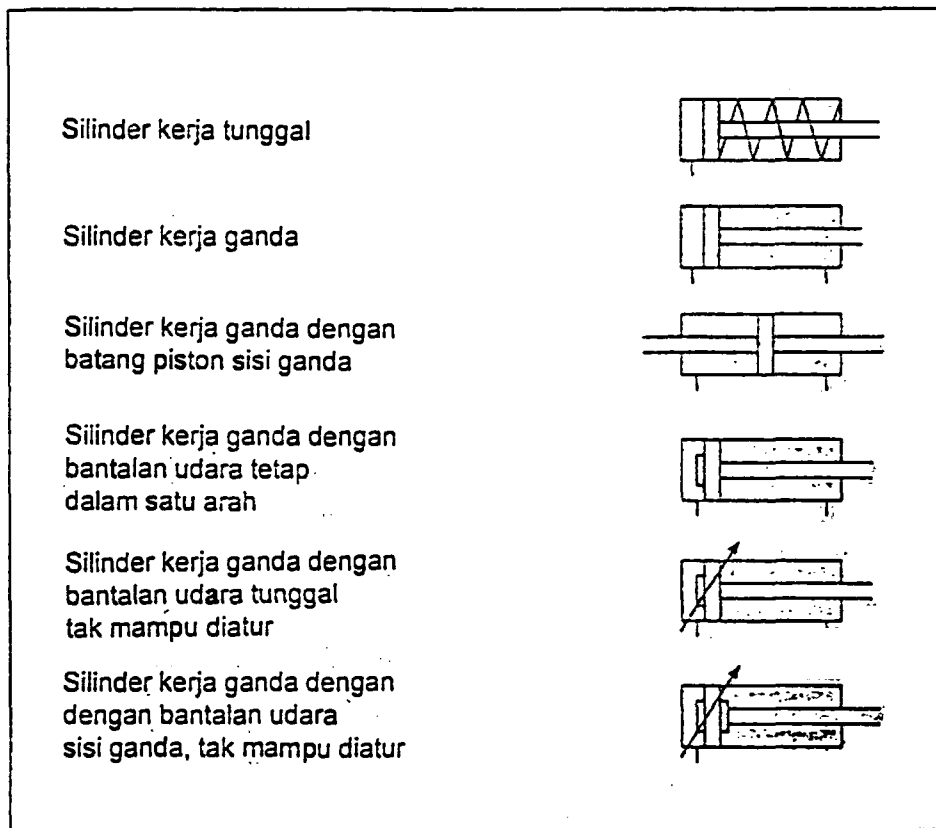
Penggunaan pneumatik saat ini memegang peranan penting dalam bidang otomasi. Silinder pneumatik digerakkan dengan udara bertekanan dari kompresor. Udara bertekanan dapat mencapai kecepatan kerja yang tinggi namun hanya efisien sampai kebutuhan gaya tertentu. Tekanan kerja normal antara 6-7 bar (600-700 kPa).

Pneumatik dapat digunakan untuk media kendali atau kerja, karena mencakup seluruh total sistem mulai dari sinyal input (sensor) melalui bagian kontrol (prosesor) ke peralatan keluaran (aktuator).

Faktor-faktor yang perlu dipertimbangkan yaitu kebutuhan kerja atau keluaran, metode kontrol yang diinginkan, sumber daya dan pengetahuan teknik yang memadai, serta keterpaduan antara sistem yang ada dengan yang dipilih.

8.1 Aktuator

Aktuator linier atau silinder yaitu alat untuk mengubah tenaga udara bertekanan yang dihasilkan kompresor menjadi pekerjaan efektif (gaya atau gerakan). Gaya ini tergantung dari diameter silinder dan tekanan udara, gerakannya dapat berupa gerak lurus dan berputar seperti terlihat pada gambar 3.9.



gambar 3.9 Aktuator Linier

Gaya silinder dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2 \cdot 10}{4} - R \quad (3.59)$$

dimana

F = gaya efektif piston (N)

p = tekanan kerja (bar)

d = diameter piston (cm)

R = gaya gesek (N)

Gaya gesek tergantung pada banyak faktor antara lain pelumasan, tekanan kerja, dan sebagainya. Selain itu gaya silinder juga dapat dilihat dari tabel 3.18, yang menyatakan tekanan kerja, diameter piston dan gaya dari silinder.

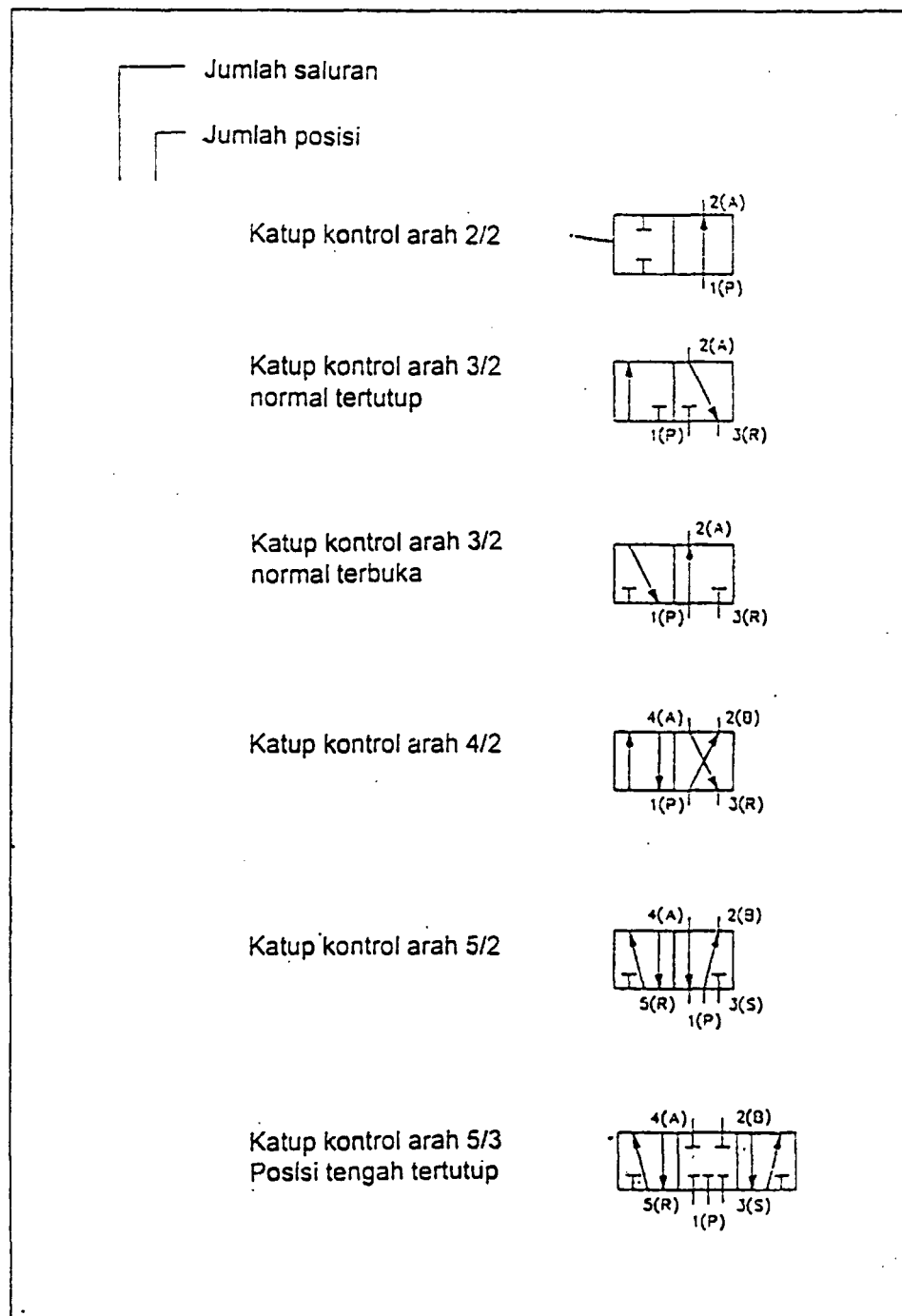
Pressure force table for Pneumatic cylinders															
Operating pressure bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Piston-dia. mm	Piston force														
8	4.5	9.0	13.6	18.1	22.6	27.1	31.7	36.2	40.7	45.2	49.8	54.3	58.8	63.3	67.9
10	7.1	14.1	21.2	28.3	35.3	42.4	49.5	56.5	63.6	70.7	77.8	84.8	91.9	99.0	106
12	10.2	20.4	30.5	40.7	50.9	61.0	71.3	81.4	91.6	101	112	122	132	143	153
16	18.1	36.2	54.3	72.4	90.5	109	127	145	163	181	199	217	235	253	271
20	28.3	56.5	84.8	113	141	170	198	226	254	283	311	339	368	396	424
25	44.2	88.4	133	177	221	265	309	353	398	442	486	530	574	619	663
32	72.4	145	217	290	362	434	507	579	651	724	796	869	941	1010	1090
40	113	226	339	452	565	679	792	905	1020	1130	1240	1360	1470	1580	1700
50	177	353	530	707	884	1060	1240	1410	1590	1770	1940	2120	2300	2470	2650
63	281	561	842	1120	1400	1680	1960	2240	2520	2810	3090	3370	3650	3930	4210
80	452	905	1360	1810	2260	2710	3170	3620	4070	4520	4980	5430	5880	6330	6790
100	707	1410	2120	2830	3530	4240	4950	5650	6360	7070	7780	8480	9190	9900	10600
125	1100	2210	3310	4420	5520	6630	7730	8840	9940	11000	12100	13300	14400	15500	16600
160	1810	3620	5430	7240	9050	10900	12700	14500	16300	18100	19900	21700	23500	25300	27100
200	2830	5650	8480	11300	14100	17000	19800	22600	25400	28300	31100	33900	36800	39600	42400
250	4420	8840	13300	17700	22100	26500	30900	35300	39800	44200	48600	53000	57400	61900	66300
320	7240	14500	21700	29000	36200	43400	50700	57900	65100	72400	79600	86900	94100	101000	109000

tabel 3.18 Gaya - Tekanan dari Silinder Pneumatik

8.2 Katup

Katup mempunyai fungsi utama mengubah, membangkitkan atau membatalkan sinyal untuk tujuan penyensoran, pemrosesan dan pengontrolan. Macamnya yaitu katup kontrol arah, katup satu arah, katup kontrol aliran, katup kontrol tekanan dan katup kombinasi.

Katup kontrol sinyal untuk mengontrol sinyal udara yang lewat dengan cara membangkitkan, mengubah atau mengalihkan sinyal. Katup kontrol sinyal ini biasanya dinyatakan dengan simbol-simbol seperti dapat dilihat pada gambar 3.10.



gambar 3.10 Katup Kontrol Arah

Ukuran dari katup harus disesuaikan dengan kebutuhan, sehingga dalam pemakaiannya dapat efisien. Pemilihan ukurannya dapat didekati seperti pada tabel 3.19 yang merupakan data yang diperoleh secara empiris. Dari tabel ini pemilihan

hanya didasarkan pada ukuran diameter silinder piston. Selain itu untuk mendapatkan hasil yang lebih spesifik dan ekonomis dapat dilihat dari grafik pada lampiran 6 dari grafik ini dapat pula diketahui kecepatan silinder pistonnya.

Cylinder with piston dia. mm	Valve connection size	Nominal size mm approx.	Standard nominal flow rate l/min approx.
up to 25	M 5*	2.5	105
> 25 – 50	G 1/8	3.5	up to 180
> 50 – 100	G 1/4	7.0	up to 1140
> 100 – 200	G 1/2	12.0	up to 3000
> 200 – 320	G 3/4/G 1	18.0	up to 6000

* or valves with sub-base and barbed fitting for 3 mm and 4 mm tubing

tabel 3.19 Ukuran Katup secara Umum

8.3 Kebutuhan Udara

Kebutuhan/konsumsi udara digunakan untuk menjalankan silinder dan dapat dihitung berdasarkan diameter silinder piston atau diameter batang piston, langkah serta tekanan kerjanya dengan menggunakan rumusan :

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h \cdot p \cdot 10^{-6} \quad (3.60)$$

dimana

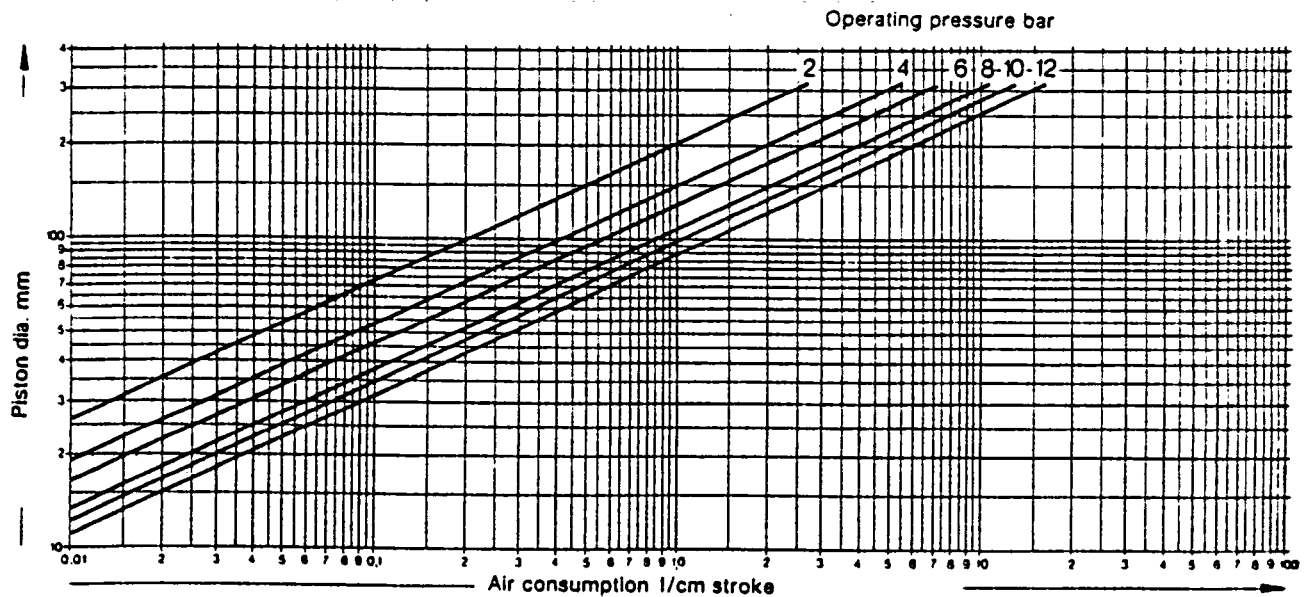
Q = volume udara setiap cm langkah (l)

d = diameter piston atau diameter batang piston (mm)

h = langkah (konstan pada 10mm)

p = tekanan kerja (bar)

Namun kebutuhan udara dapat juga diperoleh dari gambar 3.11.



gambar 3.11 Konsumsi Udara

8.4 Dimensi dari Silinder

Bentuk dan dimensi dari silinder pneumatik disesuaikan dengan kebutuhan, ruang dan biaya. Yang dimaksud dengan kebutuhan yaitu desain, material dan kemampuan dari silinder tersebut, sedangkan ruang mempengaruhi bentuk dari silindernya apakah harus berbentuk pendek, tinggi, kotak atau silinder. Pada lampiran 6 dapat dilihat beberapa contoh dari silinder pneumatik.

9. TEGANGAN

Elemen mesin dalam penggunaannya ataupun pada saat merencanakan disainnya, tentunya memperhatikan beban-beban yang bekerja padanya. Dari gaya yang bekerja akan dapat dihitung tegangan yang timbul pada bahan, sehingga

dalam merencanakan ukuran dan pemilihan bahan untuk elemen mesin dapat ditentukan yang sesuai dan aman dalam pemakaian.

Tegangan-tegangan yang timbul dalam perhitungan / perencanaan elemen mesin terdiri dari : tegangan tarik dan tekan, tegangan bending / tekuk, tegangan geser termasuk juga tegangan puntir dan tegangan kombinasi.

9.1 Tegangan Tarik dan Tekan

Besarnya tegangan tarik atau tekan hanya tergantung dari gaya dan bentuk penampangnya sehingga dapat dituliskan :

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad (3.61)$$

dimana

σ_x = tegangan tarik untuk $x = t$ (kg/mm^2)

tegangan tekan untuk $x = c$ (kg/mm^2)

P = gaya tarik atau gaya tekan (kg)

A = luas penampang (mm^2)

9.2 Tegangan Bending

Besarnya tegangan bending dipengaruhi oleh bentuk penampang, tegangan bending mengakibatkan terjadinya lenturan. Tegangan bending didapatkan dengan

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b \cdot c}{I} \quad (3.62)$$

dimana

σ_b = tegangan bending (kg/mm²)

M_b = momen bending (kg.mm)

W_b = tahanan momen bending (mm³)

c = sumbu netral (mm)

I = inersia (mm⁴)

9.3 Tegangan Geser

Timbulnya tegangan geser karena adanya gaya lintang yang umumnya timbul bersama momen lentur. Besar tegangan geser akibat gaya lintang didapatkan dengan

$$\tau_s = \frac{P}{A} \quad (3.63)$$

dimana

τ_s = tegangan geser (kg/mm²)

P = gaya lintang (kg)

A = luas penampang (mm²)

9.4 Tegangan Kombinasi

Bila pada suatu benda kerja terdapat beberapa macam tegangan yang berbeda, maka perlu dicari tegangan kombinasinya. Besar tegangan kombinasi didapatkan dengan

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau^2)} \quad (3.64)$$

dimana σ_v = tegangan kombinasi (kg/mm^2)

Semua tegangan-tegangan yang didapat harus dibandingkan dengan tegangan ijin material dan tegangan yang terjadi harus lebih kecil. Untuk tegangan tarik dan tegangan tekan serta tegangan bending, tegangan ijinnya adalah

$$\sigma_i = S_{yp} / N \quad (3.65)$$

dimana

σ_i = tegangan ijin material (kg/mm^2)

N = angka keamanan

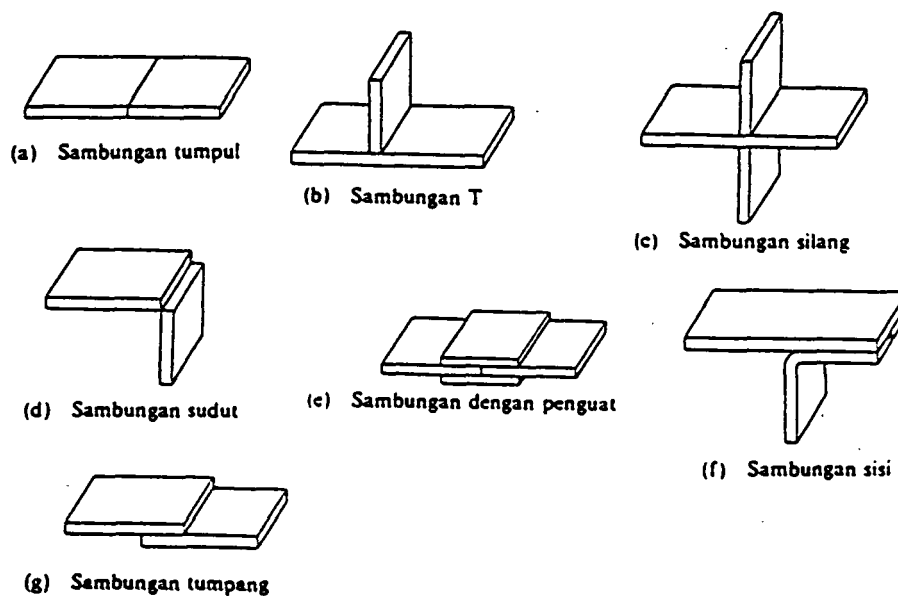
Sedangkan untuk tegangan geser, besar tegangan ijinnya adalah sama dengan persamaan 3.48.

10. SAMBUNGAN LAS

Sambungan las banyak digunakan pada penyambungan peralatan-peralatan di mesin. Kalau dilihat keuntungannya dibandingkan cara penyambungan yang lain, sambungan las lebih cepat dalam pengerjaannya, memungkinkan untuk penyambungan tanpa penumpukan plat, penyambungan dapat dilakukan meski letaknya sulit.

Proses pengelasan bermacam-macam begitu juga dengan tipe sambungan las, yaitu sambungan tumpul, tumpang, bentuk T, bentuk sudut dan lain-lain. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 3.11. Kekuatan sambungan las ditentukan oleh jenis elektroda yang digunakan dan kekuatannya akan lebih rendah dibandingkan dengan kekuatan material mula-mula.

Untuk menentukan dimensi kaki las perlu diperhatikan sifat gaya yang bekerja. Gaya pada sambungan las umumnya dapat berupa gaya tarik, gaya tekan, gaya geser, gaya yang dapat menimbulkan momen dan gaya eksentrik. Analisa/perhitungan tegangan yang terjadi pada kaki las akibat gaya-gaya yang bekerja.



gambar 3.11 Jenis-jenis Sambungan Dasar

10.1 Tegangan Tarik dan Tegangan Tekan

Terjadi bila beban yang bekerja seperti tampak pada gambar 3.12. Dalam hal ini persamaan yang digunakan adalah

$$\sigma_x = \frac{P}{F} \quad (3.66)$$

dimana

σ_x = tegangan tarik untuk $x = t$ (kg/mm^2)

= tegangan tekan untuk $x = c$ (kg/mm^2)

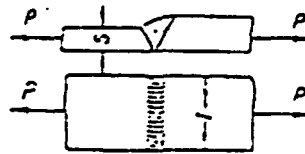
P = gaya tarik atau gaya tekan (kg)

$F = l \cdot t = l \cdot 0,707 \cdot a$

l = panjang efektif hasil las (mm)

t = tebal plat terkecil (mm)

a = tinggi kaki las minimum (mm)



gambar 3.12 Beban Tarik dan Tekan

Tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan yang diijinkan material las, dengan persamaan yang sama pada persamaan 3.65, dimana σ_i tegangan ijin material las (kg/mm^2), S_{yp} tegangan yield material las (kg/mm^2).

10.2 Tegangan Geser

Terjadi bila gaya yang bekerja seperti pada gambar 3.13. Dalam hal ini persamaan yang digunakan adalah

$$\tau_s = \frac{P}{F} \quad (3.67)$$

dimana

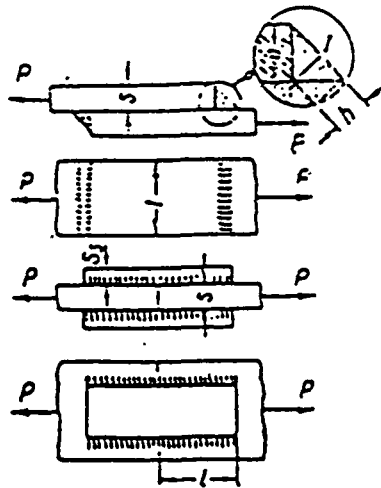
τ_s = tegangan geser (kg/mm^2)

P = gaya geser (kg)

$F = 1.0,707 \cdot a$

l = total panjang las-lasan (mm)

a = tinggi kaki las (mm)



gambar 3.13 Beban Geser

Tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan yang diijinkan material las, persamaan yang digunakan sama seperti persamaan 3.48 dengan τ_w tegangan geser ijin material las (kg/mm^2), S_{yp} tegangan yield material las (kg/mm^2).

10.3 Tegangan Akibat Momen

Dengan adanya momen yang bekerja seperti pada gambar 3.14, maka besar tegangan didapatkan dengan persamaan

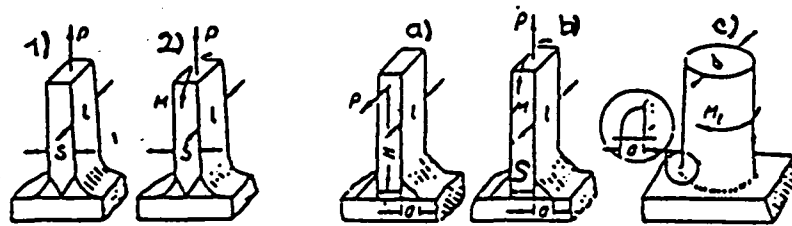
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (3.68)$$

dimana

σ_b = tegangan bending (kg/mm^2)

M_b = momen bending (kg.mm)

W_b = tahanan momen (mm^3) (besar tahanan momen tergantung pada bentuk penampang, lihat lampiran 1)



gambar 3.14 Beban yang Menimbulkan Momen

Tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan yang diijinkan material las, persamaan yang digunakan sama seperti persamaan 3.65 dengan σ_i tegangan bending ijin material las (kg/mm^2), S_{yp} tegangan yield material las (kg/mm^2).

11. SAMBUNGAN BAUT dan MUR

Pada konstruksi mesin penggunaan mur dan baut sebagai elemen penyambung berperan cukup penting. Sambungan ini merupakan sambungan tidak tetap. Berbicara mengenai baut dan mur berarti berbicara mengenai ulir. Baut dan mur dapat berfungsi sebagai penyambung, penekan, penggerak, dan sebagainya. Karena fungsi-fungsi ini, maka pada ulir akan mengalami tegangan-tegangan akibat beban yang bekerja padanya.

Untuk menentukan ukuran baut dan mur, berbagai faktor harus diperhatikan seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, syarat kerja, kekuatan bahan, kelas ketelitian, dan lain-lain. Adapun gaya-gaya yang bekerja pada baut dapat berupa : gaya statis aksial murni, gaya aksial bersama dengan gaya puntir, gaya geser, dan gaya tumbukan. Untuk analisa tegangan pada baut kali ini hanya dibahas untuk tegangan tarik dan tegangan geser.

11.1 Tegangan Tarik

Terjadi bila baut mendapat pembebanan aksial murni. Untuk perhitungan dapat digunakan persamaan 3.61, dimana σ_x tegangan tarik (kg/mm^2), P gaya tarik (kg), $A = \pi \cdot d_b^2 / 4$, d_b = diameter inti baut (mm).

Tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan yang diijinkan material baut, persamaan yang digunakan sama dengan persamaan 3.65 dimana σ_i tegangan ijin material baut (kg/mm^2), S_{yp} tegangan yield material baut (kg/mm^2), N angka keamanan yang berlaku untuk baut.

Harga angka keamanan dari baut tergantung pada cara pengerjaan (*finishing*), yaitu :

1. untuk kehalusan tinggi $N = 6 \div 8$
2. untuk kehalusan biasa $N = 8 \div 10$

11.2 Tegangan Geser

Terjadinya tegangan geser diakibatkan oleh adanya gaya yang sejajar dengan penampang melintang baut. Pada persamaan yang ada pada umumnya dianggap gaya bekerja tepat pada benda kerja dalam hal ini baut. Tetapi pada penggunaan nyata sering beban bekerja secara eksentris, sehingga perhitungan untuk analisa tegangan geser ada 2 tahap.

11.2.1 Gaya Geser Langsung

Merupakan reaksi langsung dari gaya luar yang bekerja. Besar dari gaya geser langsung didapatkan dengan

$$F_1 = \frac{F}{n} \quad (3.69)$$

dimana

F_1 = gaya geser yang diterima tiap baut (kg)

F = gaya luar (kg)

n = jumlah baut (buah)

11.2.2 Gaya Geser karena Momen

Merupakan akibat gaya luar yang bekerja eksentris terhadap baut-baut. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 3.15. Besar gaya karena momen didapatkan dengan :

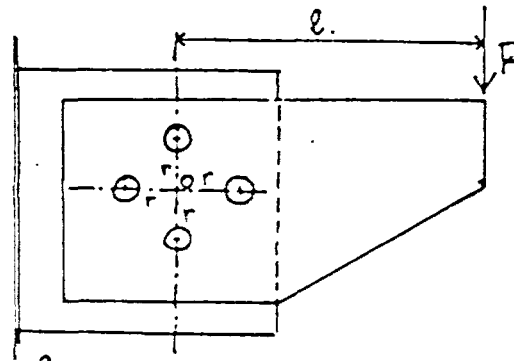
$$n \cdot F_2 \cdot r = F \cdot l \quad (3.70)$$

dimana

F_2 = gaya geser akibat momen (kg)

r = jarak tiap baut terhadap titik berat susunan (mm)

l = jarak titik pusat susunan dengan gaya luar (mm)



gambar 3.15 Beban Eksentris yang Mengakibatkan Momen

Kemudian dicari gaya resultan terbesar F_R yang bekerja pada tiap baut untuk digunakan perhitungan selanjutnya, sehingga tegangan gesernya dapat dihitung dengan persamaan 3.63, dimana τ_s tegangan geser (kg/mm^2), $P = F_R$ gaya resultan terbesar (kg).

Tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan yang diijinkan material baut, persamaan yang digunakan adalah sama dengan persamaan 3.48 dimana τ_{si} tegangan geser ijin material baut (kg/mm^2), S_{yp} tegangan yield material baut (kg/mm^2).