

22. BEARINGS

1. Pendahuluan. 2. Klasifikasi bearings. 3. Hubungan slide bearings. 4. Hidrodinamika Pelumas bearings. 5. Jurnal film Irisan bearings. 6. Jurnal film tekanan bearing. 7. Properti material-material sorong bearing. 8. material-material yang digunakan untuk soronge bearings. 9. Minyak pelumas. 10. Properti minyak pelumas. 11. Nomor karakteristik bearing dan pengaturan bearing untuk jurnal bearings. 12. koefisien pergeseran untuk jurnal bearing. 13. Panas generator pada sebuah jurnal bearing. 14. Prosedur design untuk jurnal bearing. 15. Kepadatan jurnal bearing. 16. Paking bearing. 17. keretakan bearing atau bandulan pengukur tegak lurus blok. 18. Design sumbatan dan baut-baut bearing. 19. Alur minyak. 20. Daya dorong bearings. 21. Kaki step or poros bearings. 22. Kerah/leher Bearings. 23. Hubungan gulungan bearings. 24. Tipe-tipe hubungan gulungan bearings. 25. Type-type jari-jari lingkaran bola bearings. 26. Ukuran standard dan penunjukan bola bearings. 27. Daya dorong bola bearings. 28. Type-type bingkai penggulung bearings. 29. Tingkatan beban gangguan udara gulungan elemen bearings. 30. beban equivalent untuk beban dengan gangguan udara bearings. 31. Tingkatan beban dinamika gulungan elemen bearings. 32. Beban equivalent untuk sebuah beban dengan dinamika bearings. 33. Pilihan gulungan elemen bearings. 34. Material-material dan manufaktur bola dan bingkai penggulung bearings. 35. pelumasan bola dan bingkai penggulung bearings.

22.1 Pendahuluan

Sebuah bearing adalah elemen mesin yang mendukung gerakan yang lain elemen mesin (berdasarkan jurnal). Ini merupakan izin sebuah gerakan relatif antara hubungan permukaan-permukaan bagian, saat membawa beban. Sebuah pertimbangan kecil yang akan menunjukkan hak untuk gerakan relatif antara hubungan permukaan-permukaannya, pasti jumlah tenaga boros yang masuk mengatasi pergeseran yang berlawanan dan kalau permukaan-permukaannya bergesekan maka ada hubungan langsung, maka disana pemakaian akan menjadi cepat. Ketika selesai menurunkan pergeseran yang berlawanan dan pemakaiannya dan dalam beberapa kasus menyebabkan generator semakin panas, sebuah lapisan zat cair (pelumas) mungkin asal saja. Pelumas yang digunakan untuk salinan jurnal dan bearing biasanya

menyuling sebuah mineral minyak dari minyak tanah, tetapi minyak-minyak nabati, minyak-minyak silicon, lemak-lemak dan sebagainya mungkin bisa digunakan.

21.2 Penggolongan bearing

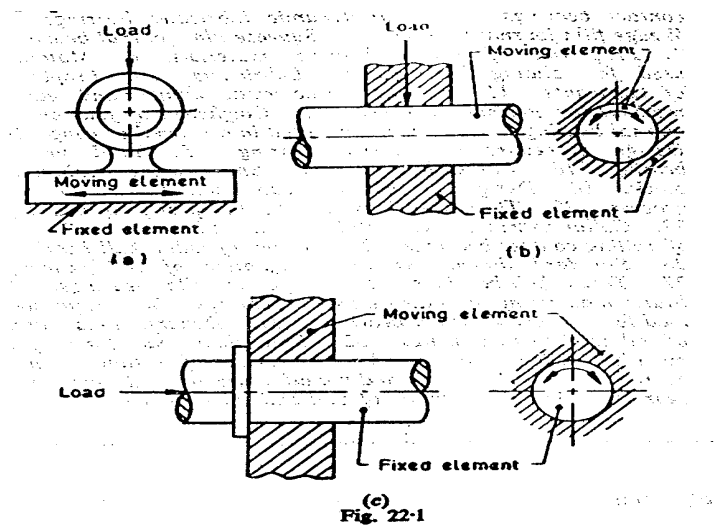
Lebih dahulu mungkin menggolongkan bearing kedalam beberapa jalan, penting untuk masih mengikuti dari titik subjek yang dilihat.

1. Bergantung langsung pada petunjuk beban yang menjadi sokongan.

Penggolongan bearings dibawah ini dalam kelompok sebagai :

- Jari-jari lingkaran bearing
- Daya dorong bearing

Pada jari-jari lingkaran bearing, yang ditunjukkan dalam gambar. 22.1 (a) dan (b), beban bertindak tegak lurus untuk gerakan langsung elemen yang bergerak.



Pada daya dorong bearing, yang ditunjukkan dalam gambar. 22.1 (e) beban bertindak sepanjang poros / sumbu rotasi.

Note, salah satu bearing ini boleh bergerak secara langsung seperti ditunjukkan dalam gambar 22.1.

2. bergantung pada petunjuk hubungan alam

Penggolongan bearings dibawah ini dalam kelompok sebagai :

- (a) Sliding contact bearings
- (b) Rolling contact bearings

Sliding contact bearings juga dikenal sebagai plain bearings

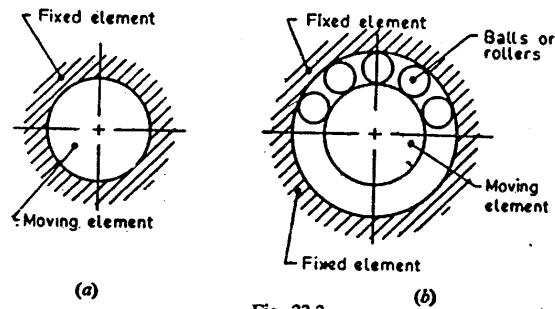


Fig. 22-2

22.3 Sliding contact bearings

Tipe bearing ini banyak ditemukan pada kepala silang mesin uap.

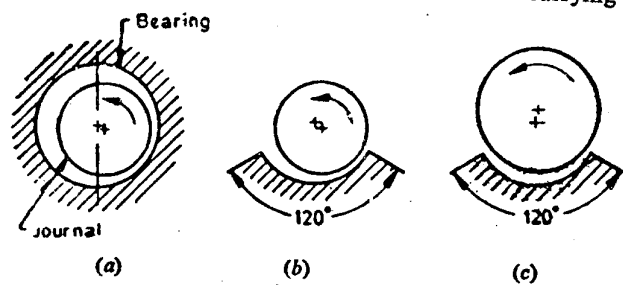


Fig. 22-3

Sliding bearing, menurut ketebalan lapisan pelumas antara bearing dan jurnal terbagi menjadi :

- Bearing lapisan tebal, dimana permukaan kerja secara keseluruhan dipisahkan oleh pelumas. Disebut juga bearing pelumas hidrodinamik.
- Bearing lapisan tipis, dimana tidak seluruh permukaan kerja dilapisi pelumas. Disebut juga bearing pelumas bundar.
- Bearing tanpa lapisan, dimana seluruh permukaan kerja tidak dilapisi pelumas.
- Bearing pelumas hidrostatik, dapat menanggung beban tanpa gerakan relatif antara jurnal dan bearing.

22.4 Bearing pelumas hidrodinamik

Pertimbangan kecil akan muncul ketika bearing disiapkan dengan pelumas yang cukup., tekanannya akan naik di ruang kosong. Beban dapat didorong oleh tekanan cairan tanpa kontak langsung antara jurnal dan bearing. Tekanan dorongan beban pada bearing hidrodinamik naik pada :

- Aliran cairan kental pada jaringan terkumpul.
- Ketahanan kekentalan cairan dikuras dari permukaan.

22.5 Bearing jurnal lapisan irisan

Kemampuan membawa beban terlihat ketika jurnal dan atau bearing berputar relatif terhadap beban.

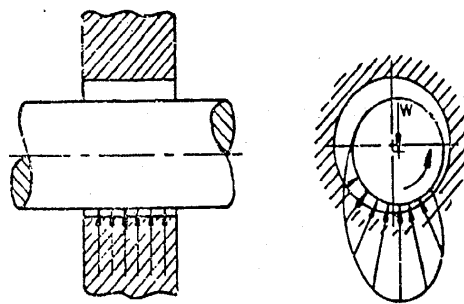
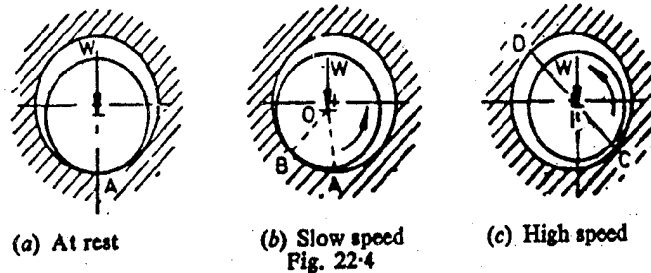


Fig. 22-5

22.6 Bearing jurnal lapisan squeeze

Jika beban seragam atau bervariasi sementara gerakan berada pada arah yang tetap, lapisan akan menjadi tipis atau mungkin akan habis lapisannya. Tetapi, jika arahnya dibalik lapisannya kan mampu membawa kapasitas beban dinamik tanpa kontak antara jurnal dan bearing.

22.7 Sifat sliding bearing material

Ketika jurnal dan bearing memiliki pelumas yang sesuai, dimana lapisannya bersih, pelumas non korosi, memisahkan kontak antara dua permukaan.

Table 22-1

Bearing material	Fatigue strength	Conformability	Embeddability	Antiscoring	Corrosion resistance	Thermal conductivity
Tin base babbit	Poor	Good	Excellent	Excellent	Excellent	Poor
Lead base babbit	Poor to fair	Good	Good	Good to Excellent	Fair to good	Poor
Lead bronze	Fair	Poor	Poor	Poor	Good	Fair
Copper lead	Fair	Poor	Poor to fair	Poor to fair	Poor to fair	Fair to good
Aluminium	Good	Poor to fair	Poor	Good	Excellent	Fair
Silver	Excellent	Almost none	Poor	Poor	Excellent	Excellent
Silver lead deposited	Excellent	Excellent	Poor	Fair to good	Excellent	Excellent

22.8 Material yang digunakan untuk sorong bearing

Material-material yang biasa digunakan untuk bearing akan dibahas bawah ini.

1. Logam Babbit

Timah murni dan timbal murni babbrit digunakan secara luas sebagai material bearing, karena memenuhi syarat bagi sebagian besar untuk permintaan umum. Babbrit direkomendasikan untuk tekanan maksimum bearing (dalam area proyek) tidak lebih dari 70 kg/cm² sampai 140 kg/cm². ketika digunakan dalam bidang automotif, babbrit secara umum digunakan sebagai sebuah lapisan tipis antara 0,05mm – 0,15mm ditengah-tengah, mengikat untuk sebagai sisipan atau pelindung baja. Komposisi dari logam babbrit adalah sebagai berikut :

Timah murni babbrit : Timah 90% ; Tembaga 4,5% ; Antimony 5% ;
Timbale 0,5%.

Timbal murni babbrit : Timbal 84% ; Timah 6% ; Antimony 9,5% ;
Tembaga 0,5%.

2. Perunggu

Perunggu (campuran dari Tembaga, Timah, Seng) pada umumnya digunakan dalam bentuk mesin aus tekan ke dalam pelindung. Aus mungkin ada satu atau dua potong. Perunggu biasanya digunakan untuk material bearing seperti logam senjata dan perunggu fosfor.

Logam senjata (Tembaga 88% ; Timah 10% ; Seng 2%) digunakan untuk angka tinggi subjek bearings sampai tekanan tinggi (tidak lebih dari 100 kg/cm² area proyek) dan kecepatan tinggi.

Perunggu fosfor (Tembaga 80% ; Timah 10% ; Timbal 9% ; fosforus 1%) digunakan untuk subjek bearing sampai tekanan sangat tinggi (tidak lebih dari 140 kg/cm² area proyek) dan kecepatan.

3. Cast Iron

Cast iron bearing biasanya digunakan dengan jurnal-jurnal baja. Seperti type bearings berhasil agak baik dimana pelumasan cukup dan tekanannya terbatas sampai 35 kg/cm² dan kecepatan sampai 40 meter per menit.

4. Perak

Perak dan timbal perak bearing sebagian besar digunakan dalam mesin pesawat terbang dimana kekuatan fatiqnya sangat penting untuk pertimbangan.

5. Non-logam bearing

Bearing non-logam bervariasi yang terbuat dari karbon-graphit, karet, kayu, dan plastik. Karbon-graphit bearing melumasi sendiri, dengan ukuran stabil melebihi sebuah jarak lebar kondisi operasi, dengan kimia lembam dan bisa beroperasi pada suhu tinggi dari pada bearing lain. Seperti tipe bearing yang digunakan dalam pemrosesan makanan dan alat lain dimana kontaminasi oleh minyak atau lemak harus dihalangi. Bearing ini juga digunakan dalam pemakaian-pemakaian dimana tangkai kecepatan yang terlalu rendah untuk memelihara sebuah selaput minyak hidrodinamika.

Bearing karet lembut digunakan dengan air atau pelumas yang mempunyai kekentalan rendah lain, terutama sekali dimana pasir atau butiran / partikel besar lain yang hadir / datang. Pada penjumlahan sampai derajat yang tinggi dari perekatan dan penyesuaian, bearing karet digunakan terutama pada kapal selam, turbin dan pompa hidrolik.

Bearing kayu sering digunakan pada banyak aplikasi yang mana murah, lebih bersih, kurang pelumas, dan anti tekanan sangat diperlukan.

Bearing plastik yang sering digunakan adalah nilon dan teflon. Nilon ini lebih kuat, lebih keras, dan lebih tahan karat. Bahan ini digunakan pada bearing elevator, hubungan antar dial telepon, dan lain-lain. Teflon dengan cepat menggantikan nilon sebagai pelapis permukaan karena sifatnya :

- Koefisien gesekan yang lebih rendah
- Dapat digunakan pada temperatur tinggi
- Dimensi yang stabil karena tidak menyerap kelembaban
- Kelembaman kimiawi praktis

22.9 Pelumas

Pelumas sering digunakan untuk mengurangi gesekan dan membantu bearing mengatasi korosi. Semua pelumas diklasifikasikan ke dalam 3 kelompok : cairan, semi cairan, padat.

Pelumas cair biasanya digunakan pada oli mineral dan oli sintetis. Oli mineral sering digunakan karena harga yang murah dan kestabilannya.

Pelumas semi cair memiliki kekentalan yang lebih tinggi dari oli. Pelumas padat berguna untuk mengurangi gesekan dan harus lebih lunak dari material yang dilumasi.

22.10 Sifat pelumas

Banyak sifat pelumas yang harus diamati :

1. Viskositas

Merupakan penentu derajat fluiditas dari zat cair. Ini merupakan sifat fisik dari dasar dimana minyak sebagai bentuk umumnya, menahan dan memberikan perlindungan terhadap keausan lapisan di bawah panas dan tekanan. Semakin besar panas dan tekanan, maka semakin besar juga viskositas pelumas yang dibutuhkan untuk melindungi pengikisan dan tekanan karena habisnya lapisan.

Viskositas dari pelumas ditentukan oleh viskometer universal saybolt. Ditentukan dari waktu yang dibutuhkan untuk volume standar dari minyak pada temperatur tertentu untuk aliran tertentu yang melewati pipa dengan diameter standar dan panjang. Waktu yang ditentukan dari detik adalah viskositas universal saybolt. Pada tata cara untuk mengkonversi viskositas universal saybolt dalam detik menjadi viskositas mutlak (centipoise), mengikuti rumusan sebagai berikut

$$Z = \rho_t \left(0,22 - \frac{180}{S} \right)$$

Dimana, Z = viskositas mutlak pada temperatur t (centipoise)

S = viskositas universal saybolt (detik)

ρ_t = gravitasi spesifik dari pelumas pada temperatur t .

Variasi dari viskositas mutlak dengan temperatur pelumas yang umum digunakan terdapat pada tabel berikut.

S.No	Jenis minyak	Viskositas absolut dalam centipoise, pada temperatur dalam derajat Celcius											
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90
1	SAE 10	50	36	27	24,5	21	17	14	12	11	9	8	5,5
2	SAE 20	69	55	42	34	27	23	20	17	14	11	10	7,5
3	SAE 30	130	100	78	57	48	40	34	27	22	19	16	10
4	SAE 40	210	170	120	96	78	60	46	40	34	27	22	13
5	SAE 50	300	250	200	170	120	90	76	60	50	38	34	20
6	SAE 60	450	320	270	200	160	120	90	72	57	46	40	25
7	SAE 70	1000	690	450	310	210	165	120	87	67	52	43	33

$$1 \text{ centipoise} = 0,01 \text{ poise} = 0,01 \text{ dyne-detik/cm}^2$$

2. Pe-minyakan

Merupakan bagian lengan dari pelumas dan kontak permukaan bearing. Ini menentukan kualitas pelumasan pada batasan kondisi dimana dasar logam ke logam dilindungi hanya oleh lapisan penyerap. Tidak ada ketentuan mutlak untuk pe-minyakan.

3. Gravitasi spesifik

Bagian yang tidak memiliki hubungan untuk nilai pelumasan tapi berguna dalam merubah viskositas kinematis menjadi viskositas mutlak. Secara matematis

Viskositas mutlak = $\rho \times$ kinematis viskositas (centistokes)

Dimana, ρ = gravitasi spesifik pada pelumasan minyak.

Gravitasi spesifik dari kebanyakan minyak pada 15,5 °C beragam mulai dari 0,86 sampai 0,95. Gravitasi spesifik pada temperatur lain (t) akan didapatkan dengan mengikuti rumusan

$$\rho_t = \rho_{15,5} - 0,000365 (t - 15,5)$$

4. Indeks viskositas

Batas indeks viskositas digunakan untuk menunjukkan derajat variasi dari viskositas terhadap temperatur.

5. Titik pijar

Merupakan temperatur terendah dimana minyak memberikan pelepasan uap yang cukup untuk mendukung saat pijar tanpa benar-benar memunculkan api ke minyak ketika lidah api terbawa pada 6 mm di permukaan minyak.

6. Titik api

Merupakan temperatur dimana minyak memberikan uap yang cukup untuk membakar secara terus menerus ketika terbakar.

7. Titik Beku

Merupakan temperatur dimana minyak berhenti mengalir ketika membeku.

22.11. Angka karakteristik bearing dan bearing modulus untuk *journal bearing*

Koefisien gesek dalam pembuatan bearing merupakan hal yang sangat penting, karena mampu berupaya untuk menentukan kehilangan kekuatan sesuai gesekan bearing. Hal tersebut telah diperagakan dalam penelitian dimana koefisien gesek untuk pelumasan penuh journal bearing adalah fungsi dari tiga variabel.

$$(i) \frac{ZN}{p}, (ii) \frac{d}{c}, \text{ dan } (iii) \frac{l}{d}$$

Oleh karena itu koefisien gesek dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\mu = \phi \left(\frac{ZN}{p}, \frac{d}{c}, \frac{l}{d} \right)$$

Dimana, μ = koefisien gesek

ϕ = fungsi penghubung

Z = viskositas mutlak dari pelumas (centipoise)

N = kecepatan dari journal (rpm)

p = tekanan bearing pada perhitungan area bearing (kg/cm^2)
= muatan pada journal $\div l \times d$

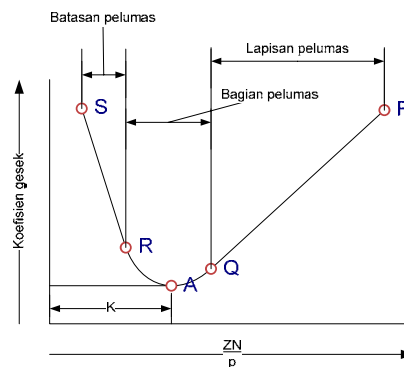
d = diameter journal (cm)

l = panjang bearing (cm)

c = perbedaan antara diameter ring dan diameter journal (cm)

Kuantitas $\frac{ZN}{p}$ adalah terbatas sebagai angka karakteristik bearing dan tidak

memiliki dimensi. Variasi koefisien gesek terhadap operasi bernilai $\frac{ZN}{p}$ tampak pada gambar berikut.



Bagian kurva PQ menggambarkan wilayah dari lapisan cair pelumasan. Antara Q dan R, viskositas (Z) atau kecepatan (N) adalah rendah, atau tekanan (p) adalah besar dimana kombinasi $\frac{ZN}{p}$ akan mengurangi ketebalan lapisan menjadikan bagian logam menyentuh logam kontak. Batas pelumas atau ketidaksempurnaan pelumasan muncul antara R dan S pada kurva. Ini adalah daerah dimana viskositas dari pelumas berhenti untuk menentukan karakteristik gesekan tapi pe-minyakan dari pelumas efektif dalam melindungi logam ke logam kontak dan mengikis komponen.

Itu dapat tercatat dimana bagian PQ pada kurva menggambarkan kondisi operasi yang stabil, sejak dari titik stabilitas, mengecil dalam viskositas (Z) akan mengurangi $\frac{ZN}{p}$. Ini akan menghasilkan penurunan pada koefisien gesek mengikuti berkurangnya temperatur bearing dimana akan meningkatkan viskositas (Z).

Jumlah gesekan minimum terjadi pada A, untuk mana nilai dari $K = \frac{ZN}{p}$ yang diketahui sebagai bearing modulus. Bearing tidak boleh beroperasi pada titik bearing modulus, karena akan dengan cepat mengurangi kecepatan atau dengan cepat meningkatkan tekanan yang akan membuat journal beroperasi terhadap logam ke logam kontak. Ini akan menghasilkan gesekan yang tinggi, pemakaian dan pemanasan. Dalam tata cara untuk mencegah kondisi tersebut, bearing harus di desain untuk nilai $\frac{ZN}{p}$ setidaknya tiga kali dari nilai K. Apabila bearing tergantung pada fluktuasi yang besar pada muatan dan tekanan berat, nilai $\frac{ZN}{p} = 15K$ akan digunakan.

22.12. Koefisien gesek untuk journal bearing

Dalam tata cara untuk menentukan koefisien gesek untuk pelumasan penuh journal bearing yang baik, harus mengikuti hubungan nilai empiris, berdasarkan data penelitian, akan digunakan :

Koefisien gesekan,

$$\mu = \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{ZN}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + k$$

k = faktor koreksi untuk pengikisan.

= 0,002 untuk $\frac{l}{d}$ dengan rasio 0,75 sampai 2,8

Nilai operasi $\frac{ZN}{p}$ harus sebanding dengan nilai yang diberikan pada tabel, untuk memastikan margin aman antara kondisi operasi dan titik habisnya lapisan.

Dalam mendesain, diasumsikan bahwa tekanan berdistribusi seragam pada seluruh permukaan bearing.

Gunakan, W = perpindahan muatan di atas permukaan bearing.

R = radius permukaan bearing (atau shaft/pasak)

A = area persilangan bagian pada permukaan bearing

p = tekanan bearing per unit area pada permukaan bearing antara permukaan gesekan

μ = koefisien gesek

N = kecepatan dari shaft (rpm)

Ketika tekanan terdistribusi seragam di atas area bearing, maka

$$p = \frac{W}{A} = \frac{W}{\pi R^2}$$

dan total putaran gesekan,

$$T = \frac{2}{3} \mu WR$$

+ Horsepower yang hilang dalam gesekan,

$$P = \frac{2\pi NT}{4.500} \quad (T \text{ dalam kg-m})$$

Catatan

1. Ketika lawan putaran dari shaft ditentukan, lalu tekanan pada bearing

$$P = \frac{W}{\pi(R^2 - r^2)}$$

Dimana, r = radius dari lawan lubang

Dan total putaran gesek,

$$T = \frac{2}{3} \mu W \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right)$$

2. Tekanan bearing yang diizinkan (p) untuk pijakan kaki bearing didapatkan dengan mengikuti :
 - a. Untuk kecepatan gesek dari 15 sampai 60 m/menit, tekanan bearing harus mengikuti
$$p.V < 420$$
dimana, p = tekanan bearing (kg/cm²)
V = kecepatan gesekan (m/menit)
 - b. Untuk kecepatan gesekan lebih dari 60 m/menit, tekanan tidak lebih dari 7 kg/cm².
 - c. Untuk pekerjaan yang terputus-putus, tekanan bearing yang digunakan adalah 105 kg/cm².
 - d. Untuk kecepatan sangat lambat, tekanan bearing yang digunakan sebesar 140 kg/cm².
3. Koefisien gesek untuk mendapatkan pijakan kaki bearing yaitu 0,015

Table 22.3
Design values for journal bearings

Machinery	Bearing	Maximum Bearing pressure (p) kg/cm ²	Operating values			c/d	l/d
			Absolute viscosity (Z) Centipoise	ZN/p			
Automobile and aircraft engines	Main	56-120	7-8	210	-	0.8-1.8	
	Crank pin	105-245		140		0.7-1.4	
	Wrist pin	160-350		112		1.5-2.2	
Four stroke-Gas and oil engines	Main	50-85	20-65	280	.001	0.6-2	
	Crank pin	98-126		140		0.6-1.5	
	Wrist pin	126-154		70		1.5-2	
Two stroke-Gas and oil engines	Main	35-56	20-65	350	.001	0.6-2	
	Crank pin	70-105		180		0.6-1.5	
	Wrist pin	84-126		140		1.5-2	
Marine steam engines	Main	35	30	230	.001	0.7-1.5	
	Crank pin	42	40	210		0.7-1.2	
	Wrist pin	105	30	140		1.2-1.7	
Stationary, slow speed steam engines	Main	28	60	280	.001	1-2	
	Crank pin	105	80	84		0.9-1.3	
	Wrist pin	126	60	70		1.2-1.5	
Stationary, high speed steam engine	Main	17.5	15	350	.001	1.5-3	
	Crank pin	42	30	84		0.9-1.5	
	Wrist pin	126	25	70		1.3-1.7	
Reciprocating pumps and compressors	Main	17.5	30-80	420	.001	1-2.2	
	Crank pin	42		280		0.9-1.7	
	Wrist pin	70		140		1.5-2.0	
Steam locomotives	Driving axle	38.5	100	420	.001	1.6-1.8	
	Crank pin	140	40	70		0.7-1.1	
	Wrist pin	280	30	70		0.8-1.3	
Railway cars	Axle	35	100	700	.001	1.8-2	
Steam turbines	Main	7-20	2-16	1,400	.001	1-2	
Generators, motors, centrifugal pumps	Rotor	7-14	25	2,800	.0013	1-2	
Transmission shafts	Light, fixed	1.75	25-60	700	.001	2-3	
	Self aligning	10.5		210		2.5-4	
	Heavy	10.5		210		2-3	
Machine tools	Main	21	40	14	.001	1-4	
Punching and shearing machine	Main	280	100	-	.001	1-2	
	Crank pin	560					
Rolling Mills	Main	210	50	140	.0015	1-1.5	

Tekanan dimana dapat membuat lapisan oli menurun, hubungan antar logam dimulai. Ini adalah tekanan kritikal atau tekanan minimum. Itu akan mengakibatkan hubungan nyata :

$$p = \frac{ZN}{475 \times 10^6} \left(\frac{d}{c} \right)^2 \left(\frac{1}{d+1} \right)$$

Untuk desain :

$$\frac{ZN}{p} \left(\frac{d}{c} \right)^2 = 1.43 \times 10^9$$

Hasil $\frac{ZN}{p} \left(\frac{d}{c} \right)^2$ dinamakan nomor summerfeld.

Untuk diameter yang kecil cukup untuk memproduksi kebutuhan gradient velocity, jadi tekanan itu dapat meningkatkan beban. Akan tetapi pemberian harus sesuai dengan toleransi manufaktur dari jurnal dan bushing. Nilai terendah oli film diasumsikan $\frac{c}{4}$.

Apabila panjang dari jurnal adalah luas untuk diameter dari jurnal, maka sifatnya dikatakan luas sifat. Dalam lain kata sifatnya dinamakan sifat pendek dan jika $\frac{1}{d} > 1$ sifat diketahui adalah sifat panjang.

Karena sisi lekungan adalah berminyak dari sifatnya, maka tekanan di permukaan bersifat mulus. Tekanan rata-rata akan membuat sifat memanjang dimana untuk luas dari sifat. Akan tetapi untuk berdiri di sisi lekungan, sifatnya adalah $\frac{1}{d}$ rasio adalah nyata.

22.13 Heat Generated in journal bearing.

Untuk asal panas didalam sifat adalah hak untuk pergeseran zat cair dan pergeseran dari bagian milik gerakan relatif. Dari segi matematika pada sifat adalah :

$$H_g = \mu W V \text{ kg-m / min}$$

$$= \frac{\mu W V}{J} \text{ Kcal / min}$$

$$\mu = \text{Koefisien gesekan} \quad W = \text{beban dari sifat (Kg)}$$

$$V = \text{jiplakan kecepatan} = \frac{\pi \cdot d N}{100}$$

$N = \text{kecepatan (rpm)}$

$J = \text{Equivalen mekanik dari panas (427 Kg-m / kkal)}$

Setelah panas sudah stabil, panas akan keluar secara merata dari sifat di dalam oli film.

Keluarnya panas dengan sifat :

$H_d = CA (t_b - t_a) \text{ Kcal / min}$

$C = \text{koefisien keluarnya panas (Kcal / min / cm}^2 \text{ / } ^\circ\text{C)}$

$A = \text{area projek (Cm}^2 \text{)} = d \times l$

$t_b = \text{temperatur hubungan}$

$t_a = \text{temperatur sekitar}$

Ini sudah sesuai dengan eksperimen yang telah dilakukan bahwa temperatur bearing adalah sesuai dengan berada antara temperatur oil film dan temperatur udara.

Dengan kata lain :

$(t_b - t_a) = \frac{1}{2} (t_o - t_a)$

Kita mengetahui bahwa panas dari oil :

$H_t = m \cdot s \cdot t \text{ Kcal / min}$

Dimana $m = \text{massa dari oil (Kg / min)}$

$S = \text{panas spesifik oil} = 0.44 - 0.49 \text{ kcal / kg / } ^\circ\text{C}$.

$t = \text{selisih antara luar dan dalam dari oil (} ^\circ\text{C)}$

22.14 Prosedur desain jurnal bearing

Sesuai dengan prosedur mungkin sesuai dengan jurnal design bearing., dimana ketika beban bearing, diameter dan kecepatan dari tangkai telah diketahui..

1. Determinan dari panjang bearing oleh pilihan sebuah rasio dari l/d dari tabel.
2. Periksa tekanan bearing, $p = \frac{W}{ld}$ dari tabel peluang statistik.
3. Asumsi pelicin dari tabel dan dioperasikan temperatur (t_0). Temperatur ini seharusnya diantara $26.5 ^\circ\text{C}$ dan $60 ^\circ\text{C}$ dengan $82 ^\circ\text{C}$ adalah sebagai maksimum untuk temperatur tinggi dari instalasi seperti steam turbin.
4. Determinan dari hasil operasi dimana $\frac{ZN}{p}$ untuk asumsi temperatur bearing dan periksa hasil hubungan dalam tabel hasil.
5. Asumsikan sebuah rasio clearance $\frac{c}{d}$ dari tabel.

6. Determinan koefisien dari pergeseran menggunakan hubungan seni diskusi.
7. Determinan panas generator dengan menggunakan hubungan seni diskusi.
8. Determinan panas yang keluar dengan menggunakan seni diskusi.
9. Determinan panas keseimbangan untuk melihat panas yang keluar menjadi akhir luas dari panas generator didalam kasus panas generator adalah lebih dari panas yang keluar, daripada salah satu bearing adalah redesign atau artifacally colled by water.

Contoh :

Beban dari jurnal = 4000 Kg

Diameter jurnal = 15 Cm

Kecepatan = 900 rpm

Temperatur ambient = 15.5 °C

Tipe oil = SAE 10

Jawab =

$$L = 1.6 \times d$$

$$= 1.6 \times 15 = 24 \text{ cm}$$

$$P = \frac{W}{ld} = \frac{4000}{24 \times 15} = 11.1 \text{ Kg/cm}^2$$

Z = 17 centipoise

$$\frac{ZN}{p} = \frac{17 \times 900}{11.1} = 1.378$$

Kita dapat melihat hasil operasi yaitu :

$$\frac{ZN}{p} = 2800$$

$$3 K = \frac{ZN}{p}$$

$$K = \frac{1}{3} \frac{ZN}{p} = \frac{1}{3} \times 2800 = 933.3$$

$$\frac{c}{d} = 0.0013$$

$$\mu = \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{ZN}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + K$$

$$= \frac{33}{10^{10}} 1.378 \left(\frac{1}{0.0013} \right) + 0.002 = 0.0055$$

$$H_g = \frac{\mu WV}{J} \text{ Kcal / min}$$

$$= \frac{0.0055 \times 4000}{427} \left(\frac{\pi \times 15 \times 900}{100} \right) = 21.85 \text{ kcal / min}$$

Panas yang keluar :

$$= CA (t_b - t_a) \text{ kcal / min}$$

$$= C \times l \times d (t_b - t_a) \text{ kcal / min}$$

Kita mengetahui bahwa :

$$(t_b - t_a) = \frac{1}{2} (t_b - t_a)$$

$$= \frac{1}{2} (55^0 - 15.5^0) = 19.75^0 \text{C}$$

Ventilasi bearing :

$$C = 0.00176 \text{ kcal / min / cm}^2 / ^0\text{C}$$

$$H_d = 0.00176 \times 24 \times 15 \times 19.75$$

$$= 12.51 \text{ kcal / min}$$

Kita dapat melihat bahwa panas generator adalah baik daripada panas yang keluar, dimana indikasi bahwa bearing memanas. Akan tetapi, salah satu dari bearing harus di desain ulang dengan menggunakan $t_0 = 65^0 \text{C}$ atau bearing harus disesuaikan dengan dinginnya artifac dengan air.

Contoh 22.2 Beban pada suatu blok bantalan dukung adalah 15.000 kg dimana batang turbin 30 cm dari diameter pada putaran 1.800 r.p.m. Tentukan :

- Panjang dari bantalan jika tekanan yang diijinkan pada bantalan 16 kg/cm^2 .
- Jumlah dari panas yang akan dipindahkan melalui pelumas per menit jika temperatur bantalan tersebut adalah 60^0C , dan sifat rekat dari oli pada 60^0C adalah 20 sentipoise dan pemeriksaan pada bantalan adalah 0.025 cm.

(A.M.I.E, Winter 1975)

Jawaban :

Diketahui. Beban pada bantalan

$$W = 15.000 \text{ kg}$$

Diameter dari batang turbine i.e. dukung

$$D = 30 \text{ cm}$$

Kecepatan batang

$$N = 1.800 \text{ r.p.m}$$

a) Panjang dari bantalan

Let l = Panjang dari bantalan dalam cm

P = Tekanan bantalan yang diijinkan

$$= 16 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Diketahui)}$$

Kita mengetahui lokasi bantalan yang diproyeksikan.

$$A = l \times d = l \times 30$$

$$= 30l \text{ cm}^2$$

Menggunakan hubungan

$$P = \frac{W}{A} \text{ dengan notasi umum}$$

$$16 = \frac{15.000}{30l}$$

$$= \frac{15.000}{30 \times 16} = 31.25 \text{ cm}$$

b) Jika panas yang akan dipindahkan oleh pelumas

Let H = Jika panas yang akan dipindahkan oleh pelumas,

Diketahui. Temperatur bantalan

$$= 60^{\circ}$$

Sifat rekat dari oli pada 60°C ,

$$Z = 20 \text{ sentipoise}$$

Pemeriksaan bantalan, $c = 0.025 \text{ cm}$. Pertama-tama mari kita mencari

koefisien dari geseran (μ) untuk bantalan.

Menggunakan persamaan

$$\mu = \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{ZN}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + k$$

dengan notasi umum

$$= \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{20 \times 1.800}{16} \right) \left(\frac{30}{0.025} \right) + 0.002$$

$$= 0.011$$

Bantalan

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan pegas, } V &= \frac{\pi d N}{100} \text{ m/menit} \\ &= \pi \times \frac{30}{100} \times 1.800 \\ &= 1,696.7 \text{ m/menit} \end{aligned}$$

Sekarang menggunakan persamaan

$$\begin{aligned} H_0 &= \frac{\mu W V}{J} \text{ dengan notasi umum} \\ &= \frac{0.011 \times 15.000 \times 1,696.7}{427} \\ &= 655.8 \text{ k cal/menit Ans.} \end{aligned}$$

Contoh 22.3. Sebuah jurnal penuh bantalan diameter 5 cm dan panjang 10 cm memiliki sebuah tekanan bantalan 14 kg/cm^2 . kecepatan dari jurnal adalah 900 r.p.m dan rasio dari diameter jurnal terhadap diameter pemeriksaan adalah 1.000. Pelumasan pada bantalan dengan oli mempunyai kemutlakan rekat pada temperatur pengoperasian 75^0 C kemungkinan yang diambil 11 sentipoise.

Temperatur ruangan adalah 35^0 . Temukan

1. Jumlah penurunan pendingin yang diperlukan, dan
2. Massa dari oli pelumas yang diperlukan, jika perbedaan temperatur antara saluran keluar dan saluran masuk dari oli adalah 10^0 C . Ambil spesifik panas dari oli 0.45

(London University)

Jawaban :

Diketahui. Diameter dari bantalan jurnal,

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

Panjang dari jurnal,

$$l = 10 \text{ cm}$$

Tekanan bantalan, $p = 14 \text{ kg/cm}^2$

Kecepatan dari jurnal,

$$N = 900 \text{ r.p.m.}$$

$$\frac{\text{Diameterjurnal}}{\text{Diameter pemeriksaan'}}$$

$$\frac{d}{c} = 1.000$$

Kemutlakan kerekatan dari oli,

$$Z = 11 \text{ sentipoise}$$

Temperatur pengopreasian dari oli,

$$t_0 = 75^0 \text{ C}$$

Temperatur ruangan,

$$t_a = 35^0 \text{ C}$$

Kita mengetahui koefisien dari geseran,

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{ZN}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + k \\ &= \frac{33}{10^{10}} (14) \left(\frac{d}{c} \right) (1.000) + 0.002 \\ &= 0.00233 + 0.002 = 0.00433 \end{aligned}$$

Beban pada bantalan

$$\begin{aligned} W &= p \times d.l \\ &= 14 \times 5 \times 10 = 700 \text{ kg} \end{aligned}$$

jadi Panas yang dihasilkan,

$$\begin{aligned} H_0 &= \frac{\mu W V}{J} \text{ kcal/menit} \\ &= \frac{\mu W}{J} \left(\frac{\pi d N}{100} \right) \text{ jadi } v = \frac{\pi d N}{100} \text{ m/menit} \\ &= 1.003 \text{ kcal/menit} \end{aligned}$$

Let t_b = Temperatur dari permukaan bantalan

$$\begin{aligned} \text{Kita mengetahui bahwa, } t_b - t_a &= \frac{1}{2} (t_0 - t_a) \\ &= \frac{1}{2} (75 - 35) = 20^0 \text{ C.} \end{aligned}$$

Jadi panas yang dikeluarkan,

$$\begin{aligned} H_d &= C \cdot A (t_b - t_a) \text{ kcal/menit} \\ &= C \cdot l \cdot d (t_b - t_a) \end{aligned}$$

Sehingga harga dari C untuk bantalan yang tidak mendapatkan hawa semu antara 0.0002 sampai 0.0006 kcal/menit/ $\text{cm}^2/^0 \text{ C}$, oleh karena iti dapat kita ambil

$$C = 0.0004 \text{ kcal/menit/ cm}^2/^0 \text{ C}$$

$$\begin{aligned} \text{jadi } H_d &= 0.0004 \times 10 \times 5 \times 20 \\ &= 0.4 \text{ kcal/menit} \end{aligned}$$

1. Jumlah dari turunan kedinginan yang dibutuhkan

$$= \text{Panas yang dihasilkan} - \text{Panas yang dikeluarkan}$$

$$= H_b - H_d$$

$$= 1.003 - 0.4 = 0.603 \text{ kcal/menit Ans}$$

2. Pelumasan oli yang dibutuhkan

Let m = Massa dari pelumasan oli yang dibutuhkan

t = Perbedaan antara temperatur saluran keluar dan saluran masuk dari oli

$$= 10^{\circ} \text{C (Diketahui)}$$

S = Panas spesifik dari oli

$$= 0.45$$

Kita mengetahui bahwa panas akan dibawa pergi oleh oli,

$$H_t = m S t \text{ kcal/menit}$$

$$= m \times 0.45 \times 10 = 4.5 \text{ kcal/menit}$$

Jika panas yang dihasilkan pada bantalan dibawa pergi oleh oli pelumasan, oleh karena itu persamaan

$$H_t = H_0$$

$$m = 1.003$$

$$m = \frac{1.003}{4.5} = 0.228 \text{ kg/menit Ans}$$

Contoh 22.4. Batang berdiameter 15 cm mendukung beban 1000 kg dengan kecepatan 1.500 r.p.m. Batang berputar pada sebuah bantalan yang memiliki panjang 15 kali dari diameter batang. Jika diameter pemeriksaan dari bantalan adalah 0.015 cm dan perekatan mutlak dari oli pada temperatur operasi adalah 11 sentipoise, temukan kekuatan kuda yang dibuang dalam geseran.

Jawaban :

Diketahui. Diameter dari batang jurnal,

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

Pendukung beban, $W = 1.000 \text{ kg}$

Kecepatan, $N = 1.500 \text{ r.p.m.}$

Panjang dari bantalan,

$$l = 1.5 = 1.5 \times 15 = 22.5 \text{ cm}$$

Pemeriksaan diameter,

$$c = 0.0015 \text{ cm}$$

Perekatan mutlak dari oli,

$$Z = 11 \text{ sentipose}$$

Kita mengetahui bahwa tekanan bantalan,

$$p = \frac{W}{l \times d} = \frac{1.000}{22.5 \times 15} = 2.96 \text{ kg/cm}^2$$

Dan koefisien dari gesekan,

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{ZN}{p} \right) \left(\frac{d}{c} \right) + k \\ &= \frac{33}{10^{10}} \left(\frac{11 \times 1500}{2.96} \right) \left(\frac{15}{0.015} \right) + 0.002 \\ &= 0.02 \end{aligned}$$

Percepatan pegas, $V = \frac{\pi d N}{100}$

$$= \frac{\pi \times 15 \times 1.500}{100} = 707 \text{ m/menit}$$

Let $H =$ Panas yang dihasilkan sama dengan gesekan, dalam kg – m/menit.

Gunakan persamaan

$$\begin{aligned} H &= \mu W V \text{ dengan notasi umum} \\ &= 0.02 \times 1.000 \times 707 = 14.140 \text{ kg-m/menit} \end{aligned}$$

Jadi tenaga kuda yang dibuang oleh gesekan

$$= \frac{14.140}{4.500} = 3.14 \text{ h.p. Ans.}$$

Contoh 22.5. Sebuah bantalan jurnal dengan diameter dalam 6 cm dan 9 cm dengan jauh putaran 450 r.p.m. Oli yang digunakan untuk pelumasan hidrodinamik mempunyai perekatan mutlak 60 sentipoise. Jika diameter periksa adalah 0.01 cm, temukan beban yang aman untuk bantalan.

(Jadavpur University, 1976)

Jawaban :

Diketahui. Diameter dari bantalan,

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

Panjang dari bantalan,

$$l = 9 \text{ cm}$$

Speed, $N = 450 \text{ r.p.m.}$

Perekatan mutlak dari oli,

$$Z = 60 \text{ sentipoise}$$

Diameter pemeriksaan,

$$c = 0.01 \text{ cm}$$

Pertama-tama mari kita temukan tekanan bantalan (p) dengan menggunakan nomor sommerfeld. Kita mengetahuinya

$$\frac{ZN}{P} \left(\frac{d}{c}\right)^2 = 1.43 \times 10^9$$

$$\frac{60 \times 450}{P} \left(\frac{6}{0.01}\right)^2 = 1.43 \times 10^9$$

Atau
$$\frac{972 \times 10^7}{P} = 1.43 \times 10^9$$

Jadi
$$p = \frac{972 \times 10^7}{1.43 \times 10^9} = 6.8 \text{ kg/cm}^2$$

Beban aman dalam bantalan

Let $W = \text{Beban aman dalam bantalan.}$

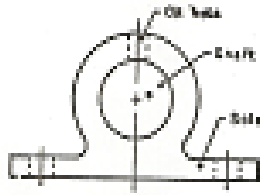
Kita mengetahui bahwa

$$\begin{aligned} W &= p \times A = p \times d \times l \\ &= 6.8 \times 6 \times 9 = 367.2 \text{ kg Ans.} \end{aligned}$$

22.15 Bantalan jurnal padat

Pada bantalan padat, yang ditunjukkan dalam gambar 22.7, merupakan suatu format dari bantalan jurnal yang paling sederhana. Blok yang sederhana dari besi yang dicetak dengan lubang untuk menyediakan tempat mengalir batang. Bagian paling bawah dari blok yang diperluas dari plat dasar atau tapak dengan dua lubang untuk menerima palang sebagai pengikat ke bingkai. Lubang oli dibor pada pelumasan bagian atas. Kerugian utama dari bantalan yaitu :

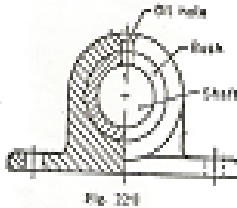
- 1) Tidak terdapat ketepatan untuk penyesuaian pada pengausan, dan
- 2) Batang harus pas / cocok ke dalam bantalan secara membujur.



Sejak tidak ada ketetapan pada penyesuaian keausan, dengan demikian tipe dari bantalan yang digunakan ketika kecepatan batang tidak terlalu tinggi dan batang tersebut membawa cukup beban.

22.16 Bantalan Dengan Gigi Banyak

Bantalan dengan gigi banyak, lihat gambar 22.8, sudah ditingkatkan dari bantalan padat dalam pemilihan banyak gigi dari kuningan atau besi yang disajikan. Saluran keluar dari gigi yang banyak merupakan pengendalian dalam lubang cetakan, sedangkan bagian dalam berputar untuk batang. Terkadang gigi yang banyak mengambil worn out,



hal ini dapat memudahkan dalam pelepasan. Dalam bantalan yang kecil, kuat gesekan pada pegangan gigi yang banyak pada posisi, tetapi pada batang transmisi besar tenaga dudukan baut yaitu digunakan untuk pencegahan dari putaran atau geseran dari gigi yang banyak.

22.17 Bantalan Pisah Atau Blok Pelicin

Bantalan pisah yaitu digunakan untuk batang yang memiliki putaran tinggi dan membawa beban yang berat. Bantalan pisah, lihat gambar 22.9, konsisten pada sebuah dasar cetakan baja. (selalu dinamakan blok atau alas tumpuan), baja besi atau pospor kuningan perunggu, semak atau langkah pembelah dua dan tutup cetakan besi. Pembelah dua dari kuningan yang dipegang selalu oleh tutup oleh alat dari baut baja lunak nut. Terkadang terlihat kecil

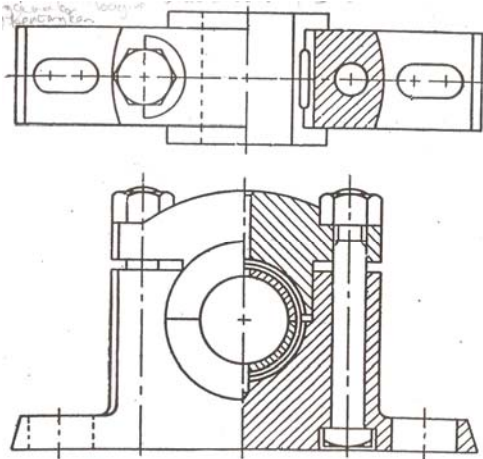


Fig. 22-9

Ketika menggunakan bagian bawah dari bearing, satu dari dua shims dipindahkan dan baut dikencangkan. Bearing berfungsi untuk mendukung atau menyangga poros berputar atau memindahkan daya, dengan tujuan :

- Mencegah defleksi
- Memperkecil bending moment
- Mengurangi vibrasi
- Memungkinkan penggunaan rpm lebih tinggi

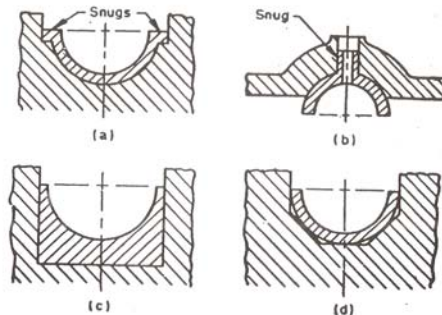


Fig. 22-10

22.18 Rancangan dari bearing dan baut

Ketika bearing digunakan, bearing cap dikencangkan di atas. Muatan biasanya diangkat oleh bearing bukan oleh cap, tetapi ada beberapa kasus yang menggunakan cap, memisahkan penyambungan dari balok akhir dalam kerja mesin uap.

Cap biasanya mengenai sama seperti penopang tiang,

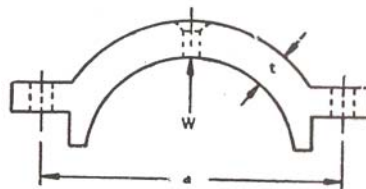


Fig. 22-11

Let : W = Muatan penopang pada tengah

a = jarak, antara tengah dengan bawah baut

l = Panjang dari bearing

t = Tebal dari cap

Kita tahu bahwa bending moment ada di tengah, $M = Wa/4$ dan bagian yang mengatur cap, $Z = 1/6 lt^2$, bending stress, $f_b = M/Z$

$$= Wa/4 \times 6/(lt^2)$$

$$t = \sqrt[3]{3Wa/2f_b l}$$

Cap dari bearing seharusnya juga mengamati kalau ada kekakuan dari cap.

Kita tau bahwa Cap biasanya mengenai sama seperti penopang tiang muatan ada di tengah, pembelokan :

$$d = (Wa^3)/(48 EI)$$

$$= (Wa^3)/(48E \times (lt^3)/12)$$

$$= (Wa^3)/(4Elt^3)$$

$$t = 0.63av(W/Eld)$$

22.19 Oil grooves

Oil grooves adalah memotong sampai ke permukaan bearing untuk mengumpukan dalam distribusi oli diantara permukaan cetakan. Oli mencegah tekanan dari lapisan oli dari kebesaran muatan dengan kecepatan rendah jurnal dan bearing. Pembelokan dari bearing cap dapat di periksa dengan rumus :

$$E = 110 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$$

Solusi :

Diameter dari lubang, $d = 80 \text{ mm}$

Panjang dari bearing, $l = 120$

Nomor dari baut, $n = 4$

Muatan pada bearing cap, $W = 16.5 \text{ kN}$

$$= 16.5 \times 10^3 \text{ N}$$

Jarak diantara tengah garis dari baut, $a = 150 \text{ mm}$

Safe tensile stress dari material cap, $f_b = 15 \text{ N/mm}^2$

Safe tensile stress untuk baut, $f_t = 35 \text{ N/mm}^2$

Ketebalan dari bearing cap

Let t = ketebalan dari bearing cap

Menggunakan hubungan

$$\begin{aligned}t &= \sqrt[3]{(3Wa/2fbl)} \\ &= \sqrt[3]{((3 \times 16.5 \times 10^3 \times 150)/2 \times 15 \times 120)} \\ &= 45.4 \text{ atau } 46 \text{ mm Ans.}\end{aligned}$$

Diameter dari baut

Let d_e = diameter inti dari baut

Menggunakan hubungan

$$\begin{aligned}p/4 d_e^3 f_t &= 4/3 \times w/n \text{ dengan notasi tang biasa} \\ p/4 d_e^3 \times 35 &= 4/3 \times (16.5 \times 10^3)/4 \\ 27.5 d_e^3 &= 5.5 \times 10^3 \\ d_e &= \sqrt[3]{(5.5 \times 10^3)/27.5} = 14.14 \text{ atau } 14.2 \text{ mm Ans}\end{aligned}$$

Pembelokan dari cap

Let d = pembelokan dari cap

Menggunakan hubungan

$$\begin{aligned}d &= (Wa^3)/(4El^3) \\ &= (16.5 \times 10^3 \times 150^3)/(4 \times 110 \times 10^3 \times 120 \times 46^3) \\ &= 0.00602 \text{ mm Ans}\end{aligned}$$

22.20 Thrust Bearing

Terbagi 2 tipe :

- Pivot bearings
- Collar bearings

Bebannya bergerak vertikal dan horizontal.

22.21 Pivot bearings

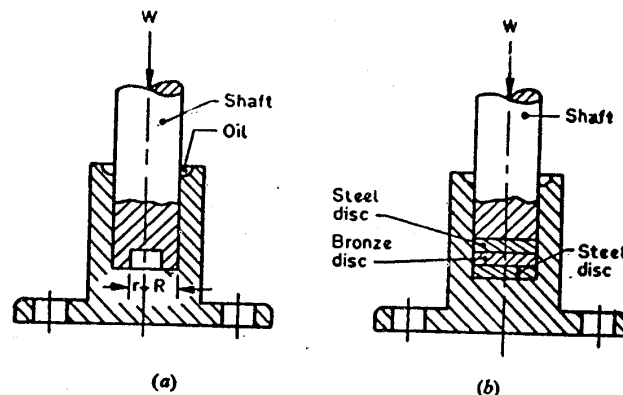
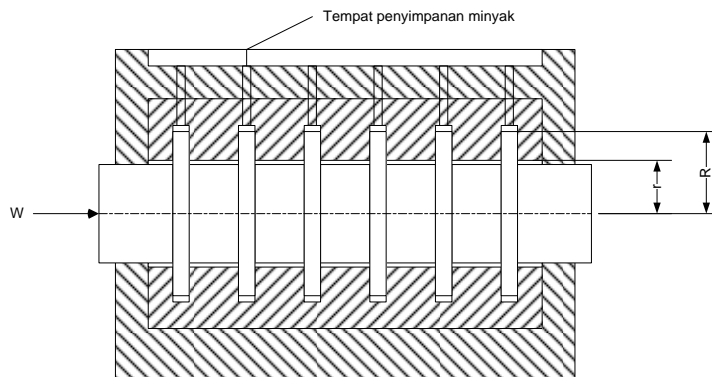


Fig. 22-12

22.22. Collar bearing (bearing kalung)

Bentuk shaft bisa vertikal atau horisontal, dengan satu kalung atau banyak kalung. Multi kalung yang sederhana tampak pada gambar di bawah. Kalung termasuk pelengkap bagian shaft atau pengikat ketat. Bagian luar diameter kalung biasa diambil antara 1,4 sampai 1,8 kali diameter dalam kalung. Ketebalan dari kalung bertahan antara 16 diameter dari shaft dan celah antar kalung 13 diameter dari shaft. Dalam pembuatan, diasumsikan bahwa tekanan terdistribusi seragam di atas permukaan bearing.



Gunakan, W = perpindahan muatan di atas permukaan bearing
 n = jumlah kalung
 R = radius luar kalung
 r = radius dalam kalung
 A = area persilangan dari permukaan bearing
 $= n\mu(R^2 - r^2)$
 p = tekanan bearing per unit area pada permukaan bearing antara permukaan gesekan

μ = koefisien gesek

N = kecepatan shaft (rpm)

Ketika tekanan terdistribusi seragam di atas area bearing, maka

$$p = \frac{W}{A} = \frac{W}{n\pi(R^2 - r^2)}$$

dan total putaran gesekan,

$$T = \frac{2}{3} \mu W \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right)$$

+ Horsepower yang hilang dalam gesekan,

$$P = \frac{2\pi NT}{4.500} \quad (T \text{ dalam kg-m})$$

Catatan

1. Koefisien gesek untuk collar bearing berkisar antara 0,03 sampai 0,05
2. Tekanan bearing untuk single collar dan pendingin multi collared bearing dapat menggunakan angka yang sama dengan pijakan kaki bearing.

22.23. Rolling contact bearing (bearing kontak putaran)

Pada bearing kontak putaran, kontak antara permukaan bearing adalah putaran sebagai geseran dalam kontak bearing. Sesuai dengan rendahnya gesekan yang diberikan rolling contact bearing, sehingga dinamakan antifriction bearing. Diikuti dengan banyak kelebihan dan kekurangan dari roller contact bearing diatas kontak sliding bearing.

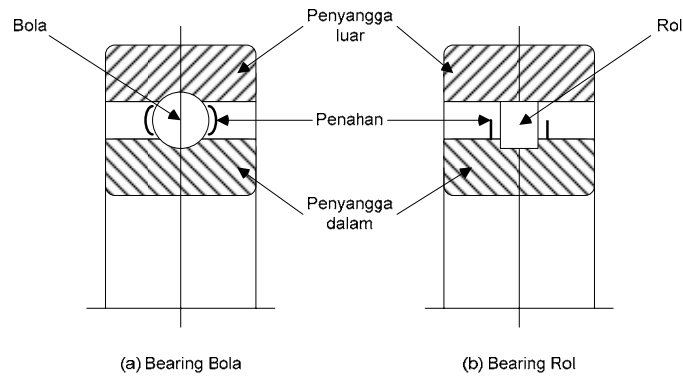
Kelebihan

1. Permulaan yang lambat dan kecepatan putaran yang lambat kecuali pada kecepatan yang sangat tinggi.
2. Kemampuan untuk menahan sejenak kejutan muatan.
3. Keakuratan arah shaft.
4. Biaya perawatan yang murah, seperti tanpa memerlukan pelumas ketika penggunaan.
5. Dimensi yang kecil.
6. Keandalan dalam penggunaan.
7. Mudah untuk dimasukkan dan dikeluarkan.
8. Mudah dibersihkan.

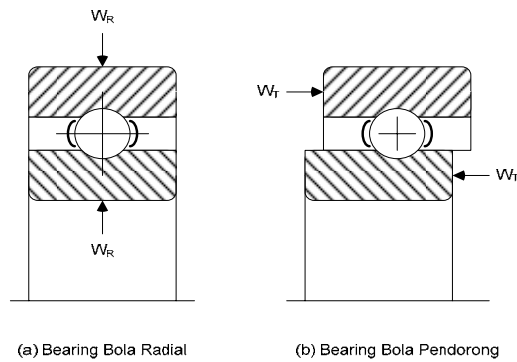
Kekurangan

1. Kebisingan pada kecepatan yang sangat tinggi.
2. Rendahnya daya tahan untuk kejutan muatan.
3. Banyak biaya awal.
4. Desain rumah bearing terlalu rumit.

22.24. Jenis rolling contact bearing

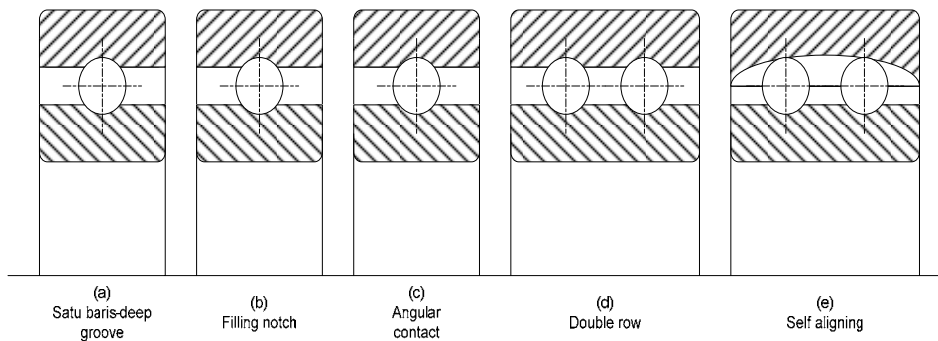


Berdasarkan beban yang dibawa, rolling contact bearing diklasifikasikan menjadi



22.25. Radial ball bearing (Bearing bola radial)

Macam jenis bearing bola radial :



22.26. Dimensi standar dan pembuatan bearing bola

Bearing di desain berdasarkan angka. Pada umumnya, angka terdiri dari 3 digit. Penambahan digit atau huruf digunakan untuk mengindikasi ciri spesifik. Digit terakhir merupakan seri dan lubang dari bearing. Digit kedua dari belakang mulai dari 04 kedepan, ketika dikalikan dengan 5, memberuikan diameter lubang dalam milimeter. Digit ke tiga dari belakang merupakan bentuk desain bearing. Umum

digunakan bearing bola terdapat dalam 4 seri : ekstra ringan (100), ringan (200), medium (300) dan berat (400).

No.Bearing	Lubang (mm)	Diameter luar	Tebal (mm)
200	10	30	9
300		35	11
201	12	32	10
301		37	12
202	15	35	11
302		42	13
203	17	40	12
303		47	14
403		62	17
204	20	47	14
304		52	15
404		72	19
205	25	52	15
305		62	17
405		80	21
206	30	62	16
306		72	19
406		90	23
207	35	72	17
307		80	21
407		100	25
208	40	80	18
308		90	23
408		110	27
209	45	85	19
309		100	25
409		120	29
210	50	90	20
310		110	27
410		130	31
211	55	100	21
311		120	29
411		140	33
212	60	110	22
312		130	31
412		150	35
213	65	120	23
313		140	33
413		160	37
214	70	125	24
314		150	35
414		180	42
215	75	130	25
315		160	37
415		190	45

Bering No.	Bore (mm)	Diameter Luar	Lebar (mm)
216	80	140	26
316		170	39
416		200	48
217	85	150	28
317		180	41
417		210	52
218	90	160	30
318		190	43
418		225	54

22.27 Daya dorong Bantalan Peluru

Bantalan peluru Daya dorong digunakan untuk membawa beban daya dorong khusus pada kecepatan di bawah 2,000 r.p.m. Pada kecepatan tinggi, centri fugal memaksa penyebab peluru untuk dipaksa ke luar dari putaran. Oleh karena itu pada kecepatan tinggi, direkomendasikan kontak yang bersudut bantalan peluru harus digunakan sebagai pengganti bantalan peluru daya dorong.

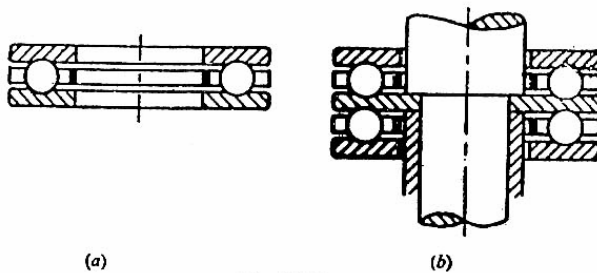


Fig. 22-18

Suatu daya dorong bantalan peluru mungkin adalah arah tunggal, bagian flat ditunjukkan Gambar 22.18 (a) atau suatu arah ganda dengan bagian ditunjukkan Gambar 22.18 (b).

22.28 Jenis bantalan gulung

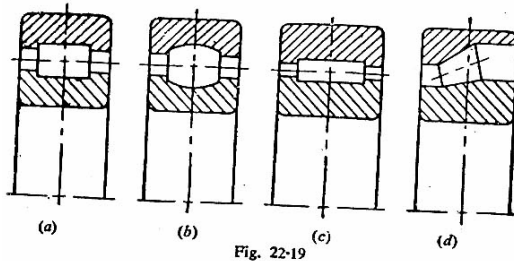
Mengikuti prinsip dari tipe Bantalan gulung

1. Bantalan gulung silindris

Suatu Bantalan gulung silindris ditunjukkan Gambar. 22.19 (a). yang bearing/tegas ini Mempunyai alat penggulung pendek memandu suatu sangkar. bearing ini secara relatif kaku Melawan terhadap gerakan radial dan mempunyai koefisien gesek yang paling rendah tentang segala rolling-contac kuat bearing seperti itu digunakan kecepatan.

2. Bantalan gulung berbentuk bola

Suatu Bantalan gulung berbentuk bola ditunjukkan Gambar. 22.19 (b). Bearing ini Sedang self-aligning bearing. Lf-Algning corak adalah proses dengan penggerindaan sebagian putaran dalam wujud lapisan. Kaleng bearing ini secara normal memaklumi misalignment bersudut di order $+ 1.5$ dan ketika menggunakan dengan suatu baris alat penggulung ganda, ini dapat membawa daya dorong memuat di dalam arah yang manapun.



3. Jarum Bantalan Gulung

Suatu bantalan gulung jarum ditunjukkan Gambar. 22.19 (c). bearing ini secara relatif langsing Dan secara penuh mengisi ruang/ selah sedemikian rupa sehingga tidak membutuhkan suatu kurungan maupun suatu alat penahan yang diperlukan. Bearing ini Gunakan ketika muatan berat (diharapkan) untuk dibawa dengan suatu gerakan yang bergetar, e.g. piston menjepit bearing mesin diesel dengan kuat, di mana pembalikan gerakan cenderung untuk menyimpan alat penggulung di dalam keadaan sangat lurus.

4. Bantalan gulung runcing

Suatu Bantalan gulung diruncingkan ditunjukkan Gambar. 22.19 (d). Alat penggulung dan arah putaran dari bearing ini dipotong ujung kerucut unsur-unsur siapa tumpang tindih pada suatu titik umum. . seperti jenis kaleng bearing membawa kedua-duanya yang radial dan trusht memuat. bearing ini Ada tersedia dalam berbagai kombinasi baris ganda yang bearing dan dengan sudut kerucut yang berbeda untuk menggunakan jarak rata-rata dari radial dan menekankan beban.

22.29 Beban maksimum beban statis gulung berings

Beban yang dibawa oleh suatu non-rotating yang bearing disebut suatu beban statis. Dasar beban statis adalah yang beban radial yang statis disesuaikan dengan

total kerusakan dari suatu bola (atau alat pengguling) dan putaran, kontak yang ditekankan, sepadan dengan 0.0001 kali diameter peluru/bola.

Dimana

$$C_o = f_o \cdot n_R \cdot n_B \cdot D^3 \cos \theta$$

$C_o = \text{bebandasar}$

$n_R = \text{Jumlah peluru dalam setiap bearing}$

$n_B = \text{Jumlah peluru per baris}$

$D = \text{Diameter peluru dalam satuan (mm)}$

$\theta = \text{sudut-singgung nominal yaitu. Suatu sudut diantara sebuah garis gerak oleh beban peluru dan suatu garis tegak lurus dari poros bearing}$

$f_o = \text{Factor A}$

$= 0.34 \text{ untuk meluruskan peluru bearing sendiri}$

$= 1.25 \text{ siku-siku yang berhubungan dengan peluru bearing}$

$$C_o = K n_B \cdot D^2 \sin \theta$$

Dimana

$K = \text{Kons tan, biasanya teramabil 5}$

$n_B = \text{Jumlah peluru yang membawa daya dorong di pada satu arah}$

$D = \text{Diameter peluru dalm (mm)}$

$\theta = \text{Sudut singgung nominal}$

22.30 Padanan memuat untuk bearing yang terisi

Ketika suatu bantalan gulung dan peluru radial diperlakukan untuk mengkombinasikan radial dan menusukkan beban, samadengan yang statis memuat menjadi semakin besar penting diperoleh itu semua dari penyamaan yang berikut itu.

$$W_e = [X_R W_R + Y_T W_T] K_s$$

$X_R = \text{faktorlingkaran}$

$Y_T = \text{Daya dorong}$

$W_R = \text{Bebaban Lingkaran}$

$W_T = \text{Beban Dorong}$

$K_s = \text{Faktor Serfise}$

$= 1.0 \text{ Beban tetap}$

- = 1.5 Untuk Beban guncangan kecil
- = 2.0 Untuk Beban dengan guncangan sedang
- = 2.5 untuk Beban dengan guncangan keras

Nilai dari X_R dan Y_T pada bearing yang berbeda dapat di lihat dari tabel.

S.No.	Tipe Bearing	Bearing Tunggal		Bearing Ganda	
		XR	YT	XR	YT
1	kaitan alur peluru bearing	0.6	0.5	0.6	0.5
2	soif yang membariskan bantalan peluru dan meruncingkan bantalan gulung	0.5	0.22	1	0.44
			cot		cot
3	Alur hububgan sudut				
	$\theta = 20$	0.5	0.42	1	0.84
	$\theta = 25$	0.5	0.38	1	0.76
	$\theta = 30$	0.5	0.33	1	0.66
	$\theta = 35$	0.5	0.29	1	0.58
	$\theta = 40$	0.5	0.26	1	0.52

22.31 Tingkat perputaran bering beban dinamis

Perhitungan bearing, Dibawah kondisi dinamis, berdasarkan umur guna material yang sedang berlangsung dan kadang bergantung pada pemakaian komponen bearing. Tingkat kelompok bearing sama dengan suatu nomor perubahan (atau jam pada saat diberikan kecepatan) adalah 90% dari grup bering menjadi lengkap atau sebelum melebihi dari perkembangan.

Dasar tingkat beban dinamik adalah penjelasan seperti hubungan beban stasiun yang sama cincin luar dapat menahan suatu tingkat hidup 10 perubahan cincin yang bagian dalam, dengan hanya 10% kegagalan.

Dalam rangka menentukan beban dinamis yang dasarnya menilai, hubungan yang berikut mungkin digunakan.

1. Beban yang dinamis yang menilai (C) dalam kg, karena bantalan peluru kontak bersudut dan radial, kecuali slot pengisian, dengan bering tidak besar dibanding 25 mm di dalam diameter, diberi oleh

$$C = f_c (n_R \cos \theta)^{2/3} D^{1.8}$$

Dan untuk peluru besar berukuran 25 mm dalam diameter

$$C = 3.647 f_c (n_R \cos \theta)^{0.7} (nb)^{2/3} D^{1.4}$$

Dimana n_r , n_s , D dan θ titik tengah

f_c = A faktor, sedang bergantung pada sauatu hitungan dari

komponen bearing, ketepatan manufaktur dan penggunaan material.

2. Suatu beban dinamis yang (C) dalam kg, untuk putaran radial bearing, sebagai berikut :

$$C = f_c (n_R \cos \theta_e)^{7/9} (n_T)^{3/4} (D)^{29/27}$$

D = rata-rata diameter putaran, in mm

n_R = Jumlah row

n_r = jumlah putaran / row

l_e = panjang efektif dari hubungan 1 roller dan cincin dengan kontak yang minim sebentar.

3. Suatu beban dinamis untuk bering dibawah variabel.

$$C \left(\frac{L_1 W_1^3 + L_2 W_2^3 + \dots}{10^6} \right)^{1/3}$$

Dimana W_1 dan W_2 adalah kontak beban langsung L_1 dan L_2 .

Pendekatan bearing dibawah variabel beban, sebagai berikut :

$$L = \left(\frac{C}{W_e} \right)^k \times 10^8 \text{ revolutions}$$

Dimana

L = Rating life

C = Beban dinamis bearing

W_e = Beban

$K = 3$, for ball bearing = $10/3$, untuk putaran bearing

Suatu hubungan diantara (L) dan (L_h) ditunjukkan sebagai berikut

$$L = 60 N L_h$$

Dimana N adalah kecepatan dalam r.p.m

Suatu bearing dengan tipe dari mesin adalah sebagai berikut.

Table 22-8

ing	Basic capacities in kg								(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
	Single row deep groove ball bearing		Single row angular contact ball bearing		Double row angular contact ball bearings		Self-aligning ball bearing									
	Static (Co) (2)	Dyna-mic (C) (3)	Static (Co) (4)	Dyna-mic (C) (5)	Static (Co) (6)	Dyna-mic (C) (7)	Static (Co) (8)	Dyna-mic (C) (9)								
224	400	—	—	455	735	180	570	1,600	2,280	1,900	2,500	3,250	3,900	915	1,760	
360	630	—	—	—	—	—	—	2,200	3,200	2,550	3,550	4,550	5,500	1,600	3,550	
300	540	—	—	560	830	200	585	3,750	5,000	—	—	—	—	—	—	
430	765	—	—	—	—	300	915	1,830	2,550	2,160	2,800	3,750	4,150	1,020	1,800	
355	610	375	630	560	830	216	600	3,000	4,150	3,400	4,550	5,600	6,700	1,960	4,250	
520	880	—	—	930	1,400	335	930	4,400	6,000	—	—	—	—	—	—	
440	750	475	780	815	1,160	280	765	2,120	2,750	2,360	2,900	4,300	4,750	1,080	1,800	
630	1,060	720	1,160	1,290	1,930	415	1,120	3,550	4,800	4,000	5,300	7,350	8,150	2,400	5,000	
1,100	1,800	—	—	—	—	—	—	5,000	6,800	—	—	—	—	—	—	
655	1,000	655	1,040	1,100	1,600	390	980	2,600	3,400	3,000	3,650	4,900	5,300	1,270	2,080	
765	1,250	830	1,370	1,400	1,930	550	1,400	4,250	5,600	4,750	6,200	8,000	8,900	2,850	5,850	
1,560	2,400	—	—	—	—	—	—	6,000	7,800	—	—	—	—	—	—	
710	1,100	780	1,160	1,370	1,730	425	980	3,200	4,050	3,650	4,400	6,300	6,550	1,600	2,650	
1,040	1,660	1,250	1,930	2,000	2,650	765	1,900	4,800	6,400	5,500	7,100	9,650	10,200	3,350	6,800	
1,900	2,800	—	—	—	—	—	—	6,700	8,500	—	—	—	—	—	—	
1,000	1,530	1,120	1,600	2,040	2,500	560	1,200	3,550	4,400	4,300	5,000	6,950	6,950	2,040	3,400	
1,460	2,200	1,700	2,450	2,750	3,550	1,020	2,450	5,500	7,200	6,300	8,000	11,200	11,800	3,900	7,500	
2,320	3,350	—	—	—	—	—	—	7,650	9,300	—	—	—	—	—	—	
1,370	2,000	1,530	2,120	2,800	3,400	800	1,700	3,900	4,800	4,750	5,400	7,100	6,950	2,160	3,450	
1,760	2,600	2,040	2,850	3,600	4,500	1,320	3,050	6,300	8,150	7,350	9,000	12,900	13,700	4,500	8,500	
3,050	4,300	—	—	—	—	—	—	10,200	11,200	—	—	—	—	—	—	
4,250	5,200	5,000	5,600	8,000	7,650	2,240	3,450	7,200	9,000	8,150	9,800	14,000	14,300	5,200	9,500	
11,000	12,000	—	—	—	—	—	—	11,000	12,000	—	—	—	—	—	—	

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
216	4,550	5,700	5,700	6,300	9,650	9,300	2,500	3,800
316	8,000	9,650	9,150	10,600	16,000	16,300	5,850	10,600
416	12,000	12,700	—	—	—	—	—	—
217	5,500	6,550	6,550	7,100	10,000	10,600	3,000	4,550
317	8,800	10,400	10,200	11,400	18,000	18,000	6,200	11,000
417	13,200	13,400	—	—	—	—	—	—
218	6,300	7,500	7,650	8,300	12,700	11,800	3,600	5,500
318	9,800	11,200	11,400	12,200	—	—	6,950	11,800
418	14,600	14,600	—	—	—	—	—	—
219	7,200	8,500	8,800	9,500	15,000	13,700	300	6,550
319	11,200	12,000	12,500	13,200	—	—	—	—
220	8,150	9,650	9,300	10,200	16,000	14,600	5,100	7,650
320	13,200	13,700	15,300	15,000	—	—	—	—
221	9,300	10,400	10,400	11,000	—	—	5,600	8,500
321	14,300	14,300	16,600	16,000	—	—	—	—
222	10,400	11,200	11,600	12,000	—	—	6,400	9,800
322	16,600	16,000	19,300	17,600	—	—	—	—