

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Serabut Kelapa

Sebagai Negara kepulauan dan berada di daerah tropis dan kondisi agroklimat yang mendukung, Indonesia merupakan Negara penghasil kelapa terbesar di dunia. Menurut data dari Direktorat Jenderal Perkebunan, pada tahun 2016 luas areal tanaman kelapa di Indonesia mencapai 3.506.672 Ha, dengan total produksi sebanyak 2.886.277 ton (dalam wujud produksi berupa kopra) selama 1 tahun, yang sebagian besar merupakan perkebunan milik rakyat.

Dapat diketahui bahwa hasil produksi tersebut berbentuk kopra atau daging kelapa. Dari data tersebut, ada bagian yang tidak terpakai. Seperti sabut kelapa, yang ternyata bobotnya mencapai dua per tiga dari berat satu butir kelapa. Diibaratkan berat kopra mencapai sepertiga dari berat satu butir kelapa maka didapatkan dalam setahun menghasilkan 8.658.831 ton kelapa. Apabila rata-rata produksi kelapa mencapai 8.658.831 ton per tahun, maka ada sekitar 1.924.184 ton sabut kelapa yang dihasilkan. Sayangnya, potensi pemanfaatan serabut kelapa masih minim. Sehingga sebagian serabut kelapa tidak terpakai atau menjadi limbah. Potensi produksi sabut kelapa yang sedemikian besar belum dimanfaatkan sepenuhnya untuk kegiatan produktif yang dapat meningkatkan nilai tambahnya.

Pengolahan serabut kelapa itu sendiri menghasilkan 2 macam produk yaitu produk utamanya adalah serat kelapa (coco fiber) rata-rata 65% dari bagian serabut kelapa dan debu atau serbuk kelapa (coco peat) rata-rata 35% dari bagian serabut kelapa sebagai hasil sampingan dari pengolahan serabut kelapa. Kedua produk tersebut dapat dilihat pada gambar 2.1 dan 2.2. Secara tradisional serat kelapa dapat diolah menjadi bahan pembuat sapu, keset, tali, dan alat-alat rumah tangga lainnya. Dengan seiring berkembangnya teknologi, sifat fisika-kimia serat, dan kesadaran konsumen untuk kembali ke bahan alami, membuat serat sabut kelapa dimanfaatkan

menjadi bahan baku industri karpet, jok dan dashboard kendaraan, kasur, dan bantal. Sedangkan untuk coco peat sendiri karena memiliki sifat fisika-kimianya yang dapat menetralkan keasaman tanah biasanya digunakan sebagai media pertumbuhan tanaman hortikultura dan media tanam rumah kaca.

(sumber: http://dewey.petra.ac.id/catalog/ft_detail.php?knokat=12540)



Gambar 2.1 Cocofiber

(Sumber : <http://www.google.com/image/cocofiber>)

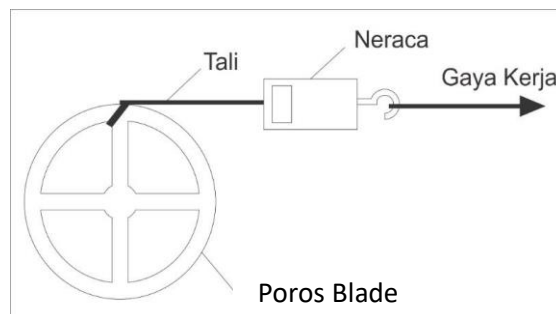


Gambar 2.2 Cocopeat

(Sumber : <http://www.google.com/image/cocopeat>)

2.2 Gaya yang bekerja pada mesin penghancur

Gaya yang bekerja untuk menghancurkan serabut kelapa digunakan sebagai dasar menghitung torsi yang bekerja pada mesin penghancur serabut kelapa. Untuk menentukan gaya kerja pada pisau yang terpasang di poros mesin penghancur serabut kelapa, di bagian dalam *hopper* dimasukkan beberapa potong serabut kelapa sebagai beban gaya, tali dikaitkan dengan kedudukan *blade*, tali tersebut disambungkan dengan neraca pegas, dan di ujung tali, ditarik sekuat mungkin agar serabut kelapa yang ada di dalam *hopper* dapat terpotong dengan pisau yang arahnya saling berhadapan. Adapun penarikan data dilakukan dengan cara 3 kali pengukuran untuk mendapatkan gaya rata-rata yang bekerja.



Gambar 2.3 Skema pengukuran gaya kerja mesin.

Untuk mencari gaya rata-rata yang bekerja pada pisau penghancur serabut kelapa menggunakan rumus :

$$\bar{F} = \frac{\Sigma F}{n}$$

Dimana :

\bar{F} = gaya rata-rata yang bekerja pada pisau penghancur serabut kelapa. (N)

ΣF = jumlah gaya sentrifugal saat pengujian (N)

n = banyaknya pengujian

2.3 Torsi

Setelah ditentukan gaya yang bekerja pada mesin penghancur serabut kelapa, langkah selanjutnya adalah menghitung torsi yang bekerja pada blade penghancur.

Rumus torsi yang digunakan adalah sebagai berikut :

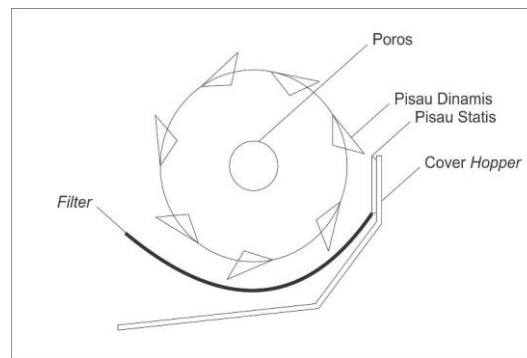
$$T = F \times r \text{ (N.m)} \quad (2.1)^1$$

Dimana :

T = Torsi benda berputar (N.m)

F = gaya sentrifugal blade (N)

r = jarak benda ke pusat rotasi (m)



Gambar 2.4 Skema pisau penghancur serabut kelapa.

Nilai gaya sentrifugal pada blade diperoleh dari rumus 2.1

2.4 Daya Motor

Rumus umum yang digunakan untuk menentukan daya motor sebagai berikut :

$$P = \frac{T \cdot N \cdot 2\pi}{60} \quad (2.2)^2$$

Dimana :

P = Daya (watt)

T = Torsi (Nm)

N = Putaran poros pisau (rpm)

Daya tersebut masih dalam satuan watt, untuk merubah menjadi satuan HP, maka menggunakan rumus :

¹ Ferdinand, P. 1987. Mechanics for Engineers: Statics and Dynamics p59

² Khurmi 2005. Machine Design. p531

$$P = \frac{P \text{ (watt)}}{745,7}$$

$$P = (\text{HP})$$

2.5 Pulley

Rasio transmisi pada *pulley* didefinisikan sebagai perbandingan antara kecepatan *pulley* penggerak dengan *pulley* yang digerakkan atau merupakan perbandingan diameter *pulley* yang digerakkan dengan diameter *pulley* penggerak dan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.3)^3$$

Dimana :

N_1 = Putaran Mesin Diesel (rpm)

N_2 = Putaran Pisau Penghancur (rpm)

D_1 = Diameter Pulley Penggerak (mm)

D_2 = Diameter Pulley yang digerakkan (mm)

2.6 V-belt

V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium, *v-belt* dibelitkan di sekeliling alur *pulley* yang membentuk V juga. Bagian sabuk yang sedang membelit pada *pulley* ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk permukaan *pulley*, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah, hal ini merupakan salah satu keunggulan *v-belt* dibandingkan dengan *flat belt*. *V-belt* memiliki konstruksi yang hanya dapat menghubungkan poros-poros sejajar dengan arah putaran sama dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, *v-belt* bekerja halus dan tidak menimbulkan suara yang keras.

³ Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Hal.166

Perhitungan panjang v-belt menggunakan rumus :

$$L = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2}(D1 + D2) + \frac{1}{4c}(D2 - D1)^2 \quad (2.4)^4$$

Dimana :

L = Panjang V-belt (mm)

C = Jarak pusat pulley (mm)

D₁ = Diameter Pulley Penggerak (mm)

D₂ = Diameter Pulley yang digerakkan (mm)

Untuk menentukan tegangan awal belt menggunakan rumus :

$$K = 2 \cdot \phi \cdot \sigma_0 \quad (2.5)^5$$

Dimana :

K = Tegangan awal belt

Φ = faktor tarikan untuk v-belt = 0,9

σ₀ = tetapan tegangan awal untuk v-belt = 12 kg/cm²

Nilai tegangan awal belt digunakan untuk menentukan luas penampang v-belt,

Untuk menentukan luas penampang v-belt menggunakan rumus :

$$A = \frac{F}{K} \quad (2.6)^6$$

Dimana :

A = luas penampang v-belt (cm²)

F = gaya pisau pemotong (kg)

K = Tegangan awal belt

Dari nilai luas penampang yang diketahui, dapat ditentukan tipe v-belt yang akan digunakan. Tipe belt dapat dilihat pada tabel 2.1

⁴ Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Hal.170

⁵ [http://library.uwp.ac.id/digilib/files/disk1/7/--andipurwan-303-12-bab4\(1\).pdf](http://library.uwp.ac.id/digilib/files/disk1/7/--andipurwan-303-12-bab4(1).pdf).

⁶ Ibid, Hal.42

Tabel 2.1 Tipe V-belt

Tipe Penampang	0	A	B	C	D	E	F
Luas Penampang (A) cm ²	0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7,0	11,7
Tinggi (h) mm	5,0	8,0	10,5	13,5	19,0	23,5	30,0

Sumber : [http://library.uwp.ac.id/digilib/files/disk1/7/--andipurwan-303-12-bab4\(1\).pdf](http://library.uwp.ac.id/digilib/files/disk1/7/--andipurwan-303-12-bab4(1).pdf).

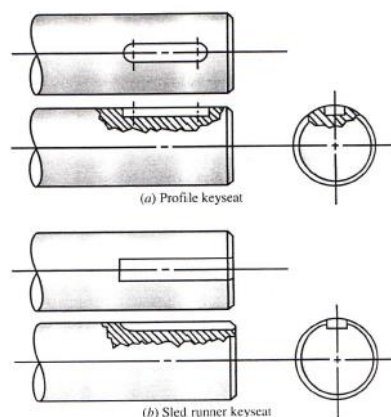
2.7 Poros

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros. Definisi poros adalah sesuai dengan penggunaan dan tujuan penggunaannya. Di bawah ini terdapat beberapa definisi dari poros :

1. *Shaft*, adalah poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme lainnya.
2. *Axle*, adalah poros yang tetap tapi mekanismenya yang berputar pada poros tersebut, juga berfungsi sebagai pendukung.
3. *Spindle*, adalah poros yang pendek, terdapat pada mesin perkakas dan mampu/sangat aman terhadap momen bending.
4. *Line shaft* (disebut juga “*power transmission shaft*’) adalah suatu poros yang langsung berhubungan dengan mekanisme yang digerakkan dan berfungsi memindahkan daya motor penggerak ke mekanisme tersebut.
5. *Flexible shaft*, adalah poros yang berfungsi memindahkan daya dari dua mekanisme dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya, dimana daya yang dipindahkan relatif kecil.

Hal-hal yang perlu diperhatikan didalam melakukan perencanaan suatu poros antara lain :

1. Kekuatan poros, suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau bending ataupun kombinasi antara keduanya, kelelahan tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil atau bila poros memiliki alur pasak. Sebuah poros yang direncanakan harus cukup kuat menahan beban-beban diatas.
2. Kekakuan poros, meskipun poros memiliki kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktelitian atau getaran dan suara. Oleh karena itu selain kekuatan, kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.
3. Putaran kritis, adalah bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada putaran tertentu akan terjadi getaran yang besar, sebaiknya poros direncanakan putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritis.
4. Korosi, bahan-bahan tahan korosi harus dipilih untuk poros propeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif.
5. Bahan poros, poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja yang ditarik dingin. Poros yang dipakai untuk putaran tinggi dan beban berat umumnya terbuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang tahan terhadap keausan.



Gambar 2.5 Lubang pasak.

Sumber: <http://www.google.com/image/lubang-pasak.html>

Lubang pasak merupakan lubang yang dibuat berbentuk longitudinal pada poros untuk menempatkan pasak. Terdapat dua type lubang pasak yang sering kali digunakan, yaitu profile dan sled runner (Gambar 2.5). Lubang pasak berbentuk profile dibuat dengan mill, menggunakan end mill yang memiliki diameter sama dengan lebar dari pasak. Hasilnya lubang pasak pada dasar rata dan memiliki sudut yang tajam. Lubang pasak sled runner dibuat menggunakan circular milling cutter dengan lebar yang sama dengan lebar dari pasak. Pada awal atau akhir dari pemotongan lubang pahat, membentuk radius yang halus. Karena itu, faktor stress concentration untuk lubang pasak sled runner lebih kecil dibandingkan dengan lubang pasak profile.

Untuk itu untuk menentukan diameter yang dipakai adalah bermula dari rumus :

$$\frac{T}{I} = \frac{\tau}{r} \quad (2.7)^7$$

Dimana :

T = momen puntir pada poros

I = Momen Inersia Polar

r = jari-jari poros (mm)

τ = tegangan geser (MPa)

Untuk poros solid dapat dirumuskan :

$$I = \frac{\pi}{32} \times d^4 \quad (2.8)^8$$

Sehingga momen puntir pada poros adalah :

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

$$T = \frac{\pi}{16} \times d^3 \times \tau p \quad (2.9)^9$$

⁷ Sonawan, H. Perancangan Elemen Mesin, Hal.35

⁸ Sonawan, H. Perancangan Elemen Mesin, Hal.22

⁹ Ibid, Hal 35

Sehingga untuk mencari diameter adalah sebagai berikut :

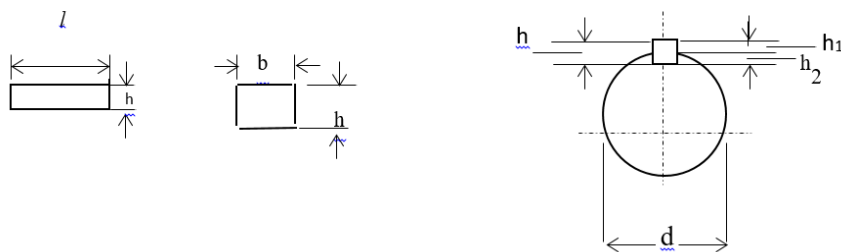
$$d = \sqrt[3]{\frac{T \times 16}{\pi \times \tau p}}$$

d = diameter poros penghancur serat kelapa

2.8 Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, *pulley*, kopling pada poros. Pasak berfungsi untuk mencegah pergerakan relatif antara sebuah poros dengan roda gigi. Pada umumnya bahan yang digunakan untuk pasak adalah bahan yang memiliki kekuatan yang lebih rendah dibandingkan kekuatan porosnya. Hal ini dimaksudkan agar pasak apabila telah dioperasikan akan lebih dulu rusak dibandingkan porosnya, karena harga pasak lebih murah dibandingkan dengan poros atau roda gigi. Perhitungan pasak didasarkan pada tegangan geser dan gaya tekan yang terjadi pada pasak.

Perencanaan pasak terdiri dari 2 bagian, yaitu perencanaan pasak pada poros blade dan perencanaan pasak pada poros mesin.



Tabel 2.2 Tabel Pasak menurut standar JIS

Ukuran nominal (b x h) mm	Ukuran pasak prismatis mm	c mm	L mm	h ₁ mm	h ₂ mm	Diameter mm
2 x 2	2	0,16- 0,25	6-20	1,2	1,0	6-8
3 x 3	3		6-36	1,8	1,4	8-10
4 x 4	4		8-48	2,5	1,8	10-12
5 x 5	5		10-56	3,0	2,3	12-17
6 x 6	6		14-70	3,5	2,8	17-22
7 x 7	7	0,25- 0,40	16- 80	4,0	3,0	20-25
8 x 7	7		18-90	4,0	3,3	22-30
10x 8	8		22-110	5,0	3,3	30-38
12 x 8	8		28-140	5,0	3,3	38-44
14 x 9	9		36-160	5,5	3,8	44-50
14 x 10	10	0,40- 0,60	40-180	5,0	5,0	50-55
16 x 10	10		45-180	6,0	4,3	50-58
18 x 11	11		50-200	7,0	4,4	58-65
20 x 12	12		56-220	7,5	4,9	65-75
22 x 14	14		63-250	9,0	5,4	75-85
24x16	16	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	80-90
25x14	14		70-280	9,0	5,4	85-95
28x16	16		80x320	10,0	6,4	95-110
32x18	18		90x360	11,0	7,4	110-130

Sumber : Sularso & Kiyokadsu Suga, 1990

Menentukan tegangan desak pada pasak dengan rumus :

$$T_p = l \cdot \frac{h}{2} \cdot \sigma_d \cdot \frac{d}{2} \quad (2.10)^{10}$$

Keterangan :

T_p = Torsi yang bekerja pada pasak (Nmm)

l = Panjang Pasak (mm)

h = Tinggi Pasak (mm)

σ_d = Tegangan desak (MPa)

d = Diameter Poros (mm)

Mencari Torsi yang terjadi pada poros dengan rumus :

$$T = \frac{\pi}{16} \cdot \bar{\sigma}_p \cdot d^3 \quad (2.11)^{11}$$

Keterangan :

T = Torsi yang bekerja pada poros (Nmm)

$\bar{\sigma}_p$ = Tegangan puntir yang diijinkan pada poros (MPa)

d = Diameter Poros (mm)

Mencari Tegangan puntir yang diijinkan pada poros :

$$\bar{\sigma}_p = \frac{0,6 \sigma_t}{4}$$

Keterangan :

$\bar{\sigma}_p$ = Tegangan puntir yang diijinkan (MPa)

σ_t = Tegangan tarik (MPa)

4 = angka keamanan

¹⁰ Khurmi 2005, Machine Design. p475

¹¹ Sonawan, H. Perancangan Elemen Mesin, Hal.35

Mencari Torsi yang bekerja pada pasak dengan rumus :

$$T_p = k \cdot T \quad (2.12)^{12}$$

Keterangan :

T_p = Torsi yang bekerja pada pasak (Nmm)

k = faktor perencanaan = 1,25 s/d 1,5

T = Torsi yang bekerja pada poros (Nmm)

2.9 Bearing / Bantalan

Bantalan adalah elemen yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka kemampuan elemen mesin lainnya akan menurun.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros

a) Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

b) Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat. Gaya yang bekerja pada bantalan ini adalah gaya arah aksial, gaya arah radial atau dapat berupa gaya kombinasi antara gaya arah aksial dan gaya arah radial.

¹² industrial-engineering-new.blogspot.co.id/2017/01/sambungan-pasak.html

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a) Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

b) Bantalan aksial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

c) Bantalan gelinding khusus

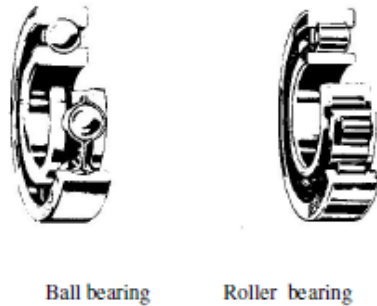
Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar sekaligus tegak lurus sumbu poros.

Perbandingan antara bantalan luncur dan bantalan gelinding adalah bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah, karena gesekannya besar pada waktu mulai berjalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana. Panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian, karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

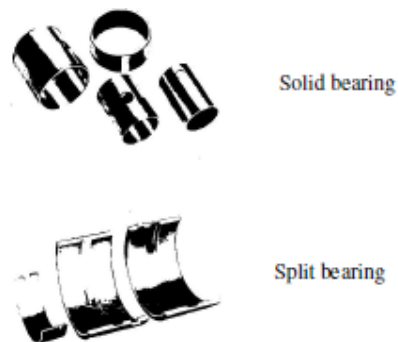
Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sulit dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Keunggulan bantalan gelinding adalah pada gesekannya yang sangat rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana, bahkan pada macam yang memakai seal sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Temperatur kerja maksimum bantalan gelinding adalah sekitar 120°C.

Bentuk dari elemen gelinding yang terdapat pada *bearing* dapat berupa bola (*ball bearing*) maupun silinder (*roller bearing*) Pada *bearing* gaya-gaya yang bekerja kebanyakan ada dua macam yaitu gaya radial dan gaya axial dan dapat pula merupakan paduan dari kedua jenis gaya tersebut. *Bearing* lajur tunggal yaitu bearing

yang mempunyai 1 lajur bola. Sedangkan *bearing* dua lajur yaitu bearing yang mempunyai



Gambar 2.6 Jenis –jenis bearing



Gambar 2.7 Plain Bearing (Bushing)

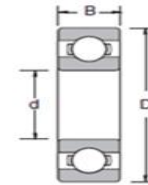
Untuk menentukan sebuah *bearing* yang akan digunakan harus diketahui atau dihitung:

- Diameter dalam yaitu yang berhubungan dengan diameter poros.
- Diameter luar yaitu yang berhubungan dengan rumah *bearing* (*bearing case*)
- Tebal *bearing* yang berhubungan juga dengan bearing case

Beban yang bekerja pada *bearing* yaitu:

- Beban static
- Beban dinamik
- Putaran yang berhubungan dengan umur *bearing*.

Tabel 2.3 Ukuran ball bearing tipe 3200/3300



Bearing Number	Nominal Bearing Dimensions						Preferred Shoulder Diameters		
	<i>d</i>		<i>D</i>		<i>B</i>		<i>r</i> *	<i>da</i> (in)	<i>Da</i> (in)
	mm	inch	mm	inch	mm	inch	inch	min	max
3200 J	10	0.3937	30	1.1811	14.0	0.5512	0.023	0.546	1.014
3201 J	12	0.4724	32	1.2598	15.9	0.6260	0.023	0.624	1.092
3202 J	15	0.5906	35	1.3780	15.9	0.6260	0.023	0.741	1.209
3302 J	15	0.5906	42	1.6535	19.0	0.7480	0.039	0.819	1.404
3203 J	17	0.6693	40	1.5748	17.5	0.6890	0.023	0.819	1.404
3303 J	17	0.6693	47	1.8504	22.2	0.8740	0.039	0.897	1.599
3204 J	20	0.7874	47	1.8504	20.6	0.8110	0.039	1.014	1.599
3304 J	20	0.7874	52	2.0472	22.2	0.8740	0.039	1.053	1.755
3205 J	25	0.9843	52	2.0472	20.6	0.8110	0.039	1.209	1.794
3305 J	25	0.9843	62	2.4409	25.4	1.0000	0.039	1.209	2.145
3206 J	30	1.1811	62	2.4409	23.8	0.9370	0.039	1.404	2.184
3306 J	30	1.1811	72	2.8346	30.2	1.1890	0.039	1.443	2.535
3207 J	35	1.3780	72	2.8346	27.0	1.0630	0.039	1.638	2.535
3307 J	35	1.3780	80	3.1496	34.9	1.3740	0.059	1.716	2.769
3208 J	40	1.5748	80	3.1496	30.2	1.1890	0.039	1.833	2.847
3308 J	40	1.5748	90	3.5433	36.5	1.4370	0.059	1.911	3.159
3209 J	45	1.7717	85	3.3465	30.2	1.1890	0.039	2.028	3.042
3309 J	45	1.7717	100	3.9370	39.7	1.5630	0.059	2.106	3.549
3210 J	50	1.9685	90	3.5433	30.2	1.1890	0.039	2.223	3.237
3310 J	50	1.9685	110	4.3307	44.4	1.7480	0.078	2.340	3.900
3211 J	55	2.1654	100	3.9370	33.3	1.3110	0.059	2.496	3.549
3311 J	55	2.1654	120	4.7244	49.2	1.9370	0.078	2.535	4.290
3212 J	60	2.3622	110	4.3307	36.5	1.4370	0.059	2.691	3.939
3312 J	60	2.3622	130	5.1181	54.0	2.1260	0.078	2.808	4.602
3213 J	65	2.5591	120	4.7244	38.1	1.5000	0.059	2.886	4.329
3313 J	65	2.5591	140	5.5118	58.7	2.3110	0.078	3.003	4.992
3214 J	70	2.7559	125	4.9213	39.7	1.5630	0.059	3.081	4.524
3314 J	70	2.7559	150	5.9055	63.5	2.5000	0.078	3.198	5.382

*Maximum fillet which corner radius of bearing will clear.