

ANALISIS PENYEBAB GETARAN YANG TERJADI PADA MESIN GERINDA BANGKU (*BENCH GRINDING MACHINE*).

Semuel Marthen Taribuka^{*)}

Abstract

This research was conducted to find the cause of the vibration at grinding machine bench (bench grinding machine). The cause of the vibrations is obtained from measurements in the laboratory. The method used to detect the cause of these vibrations is to measure the looseness that occurs between elements bearings. Because this machine has no moving parts the translation, so it can be isolated that the vibrations that occur only because of bearing failure. The measurement results showed that the frequency components of ball bearings is: $BPFO = 54.6405 \text{ Hz}$, $= 80.271 \text{ Hz}$ $BPFI$, $BSF = 36.911 \text{ Hz}$ and $FTF = 6.711 \text{ Hz}$, while the allowances between the outer race and the ball is $B1 = 38,375 \mu\text{m}$, good condition because it is still in. allowable ranges and $B-2 = 60.125 \mu\text{m}$ outside the permitted ranges. Based on these results, it was concluded that the cause of the vibration at the bearing of the bench grinding machine because clearances between the outer races and balls have exceeded the predetermined limit ($B-2 = 60.125 \mu\text{m} > 53 \text{ m}$), so it was decided 2nd bearing must be replaced, while 1st bearing can still be used.

Key words: vibration, bench grinding machine.

I. PENDAHULUAN.

Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui penyebab getaran yang terjadi pada mesin gerinda bangku (*bench grinding machine*). Getaran tersebut diperoleh secara eksperimental.

Mesin yang ideal akan menimbulkan getaran dengan amplitudo yang kecil, karena energi yang dihasilkan seluruhnya dirubah menjadi kerja. Akan tetapi di dunia ini tidak ada yang ideal, sehingga sebagian energi mesin tersebut terserap menjadi getaran. Getaran terjadi akibat transfer gaya siklik melalui elemen-elemen motor, di mana elemen-elemen tersebut saling berinteraksi satu dengan yang lain dan energi didisipasikan melalui struktur, dalam bentuk getaran. Kerusakan dan deformasi pada elemen-elemen mesin akan mengubah karakteristik dinamis sistem dan cenderung meningkatkan energi getaran.

Metode yang terbaik adalah dengan mengukur getaran mesin tersebut dengan *vibration analyzer*, karena mesin-mesin modern dirancang untuk beroperasi secara otomatis, sehingga dibutuhkan alat untuk mendeteksi getarannya. Namun berdasarkan peralatan yang ada, maka pengukuran dilakukan secara klasik/ manual.

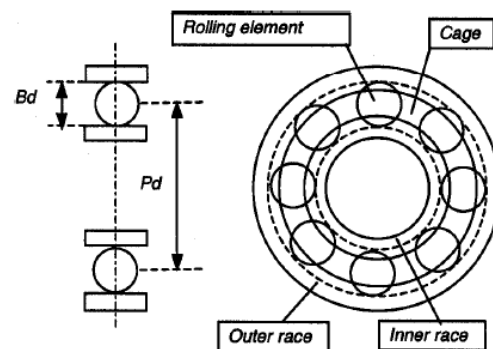
Pada penelitian ini diambil bantalan bola (*ball bearing*) pada mesin gerinda bangku sebagai kasus untuk dideteksi kelonggarannya melalui pengukuran.

II. LANDASAN TEORI.

1 Getaran Akibat Kerusakan Bantalan.

Getaran dalam bentuk *waveform* difokuskan pada hubungan antara percepatan sebagai fungsi dari waktu, yang berasal dari sifat fisik komponen dinamika mesin

dan komponen bantalan. Hasil eksperimental merupakan getaran yang berasal dari sifat fisik komponen mesin akibat gaya-gaya dari komponen mesin yang berdinamika dan menyebabkan komponen bantalan gelinding menghasilkan frekuensi getaran seperti *ball pass frequency outer (BPFO)*, *ball pass frequency inner (BPFI)*, *ball spin frequency (BSF)*, *fundamental train frequency (FTF)*. Komponen-komponen bantalan tersebut dapat digambarkan seperti pada gambar 1.



Gambar 1. Komponen-komponen bantalan.

Menurut Suhardjono, frekuensi yang dihasilkan oleh masing-masing komponen bantalan akibat kelonggaran atau dapat dihitung dengan rumus-rumus berikut :

^{*)} *Semuel M Taribuka: Dosen Jurusan Mesin Politeknik Negeri Ambon*

- a. Frekuensi pada lintasan luar (*ball pass frequency outer race, BPFO*) :

$$BPFO = \frac{Nb}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \alpha\right) \quad (1)$$

- b. Frekuensi pada lintasan dalam (*ball pass frequency inner race, BPFI*) :

$$BPFI = \frac{Nb}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{Bd}{Pd} \cos \alpha\right) \quad (2)$$

- c. Frekuensi putar bola (*ball spin frequency, BSF*) :

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd} \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd} \cdot \cos \alpha\right)^2\right] \quad (3)$$

- d. Frekuensi pergerakan cage (*fundamental train frequency, FTF*) :

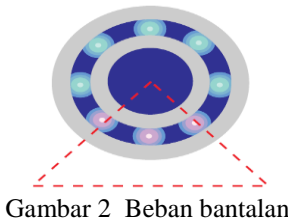
$$FTF = \frac{f_r}{2} \cdot \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cdot \cos \alpha\right) \quad (4)$$

dimana :

- Nb = Jumlah bola (*Number of balls*),
- Bd = Diameter bola (*Ball diameter*), mm
- Pd = Diameter Pitch (*Pitch diameter*), mm
- fr = Frekuensi relatif antara *inner race* dan *outer race*, (Hz) dan
- α = Sudut kontak (*Contact angle*), derajat.

2. Pembebanan Pada Bantalan

Ketika bantalan mengalami beban radial, maka beban didistribusikan sekitar sepertiga pada setiap putaran bantalan. Daerah yang mendukung beban disebut zona beban bantalan (*load zone*). Setiap titik pada permukaan di mana beban didukung oleh bantalan adalah beban yang membawa titik kontak pada permukaan, seperti yang terlihat pada gambar 2 berikut ini :



Besarnya *load zone* tergantung pada besaran berikut yaitu (1) nilai gaya yang bekerja, (2) geometri bearing dan (3) nilai *diametral clearance* (C_d).

3. Pengukuran Kelonggaran Bantalan.

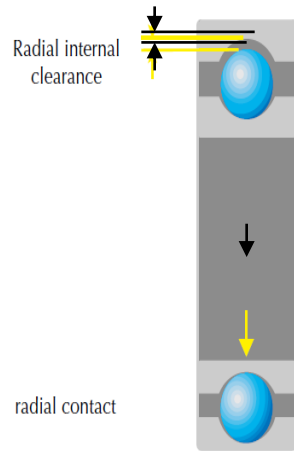
Guna menjamin kebebasan berotasi, maka *ball bearing* harus mempunyai kelonggaran antara *raceway* dan bola yang disebut *bearing internal clearance*. Tanpa adanya kelonggaran, bola akan mengalami kesulitan untuk berputar dan disisi lain bila kelonggaran terlalu besar akan menimbulkan kebisingan dan membuat bantalan tidak stabil sewaktu berotasi yang selanjutnya akan berpengaruh pada poros. Karena itu ABMA dan ISO (ISO 5375) telah membuat klasifikasi standard untuk mengatur *internal clearance bearing* tersebut dengan tanpa beban yang meliputi : C2, normal, C3, C4 dan C5. *Clearance* ditentukan berdasarkan diameter nominal *bearing* dari *ranges* minimal hingga maksimal seperti terlihat pada table 1 berikut ini :

Tabel 1. *Clearance bearings*.

Bore diameter (mm)		Group 2		Standard group		Group 3		Group 4		Group 5	
Over	To	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
2.5	6	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	23	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140

Sumber : NTN Bearing Corporation.

Untuk mengukur *radial clearance internal bearing*, ABMA dan ISO telah menetapkan 5 (lima) group standar seperti terlihat pada table 2.1 di atas. Contoh pada gambar 3 menunjukkan cara pengukuran *clearance* bantalan bola radial.



Gambar 3. Pengukuran *Clearances bearing*.

Clearances dapat dihitung :

$$0,5 (\phi \text{ alur } \textit{outer race} - \phi \text{ alur } \textit{inner race} - \phi \text{ bola}), \quad (5)$$

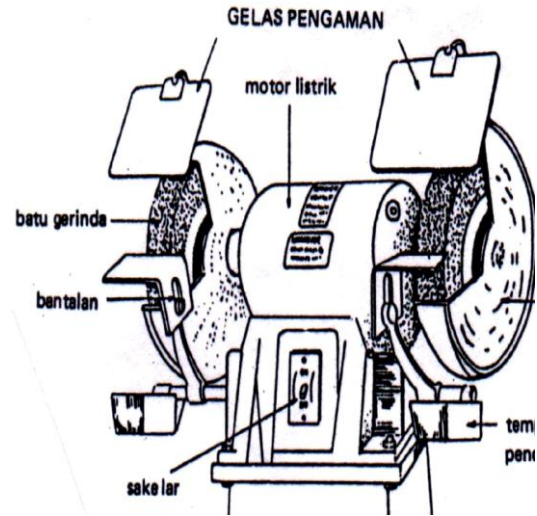
Bantalan diukur pada satu titik di bagian dalam cincin dan pada titik lain pada lingkaran luar, secara langsung berlawanan (lihat panah besar). Pengukuran diadakan bersama-sama untuk memastikan radial kontak antara *inner raceway*, bola, dan *outer raceway*. Hal ini memungkinkan pengukuran *clearance internal bearing* pada sebuah titik terhadap sisi berlawanan dari bantalan -180° - dari mana titik kontak sedang dibuat.

Celah kecil antara bagian atas bola dan bantalan mewakili *raceway's radial clearance internal*. Group C2 sampai C5 didefinisikan lebih lanjut dalam rentang minimum dan maksimum, menurut ukuran bantalan.

III. Eksperimental

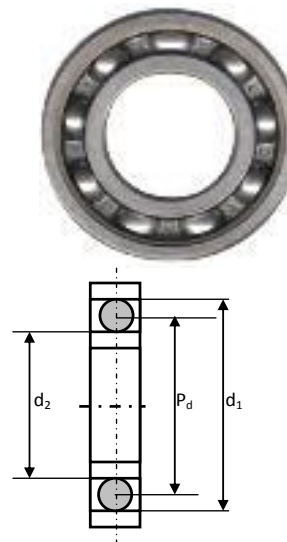
1. Data Mesin Dan Bantalan Yang Digunakan.

Eksperimen dilakukan pada mesin gerinda bangku (*bench grinding machine*), karena mesin ini tidak mempunyai komponen yang bergerak translasi, sehingga dapat diisolasi bahwa getaran yang terjadi hanya karena kerusakan bantalan. Data teknis mesin gerinda bangku (*bench drilling machine*) : Merk KRISBOW tipe MD 150 F, Putaran : 2950 rpm (49.17 Hz) Daya motor : 250 Watt. Dimensi Batu gerinda : $(d_o \times d_i \times t) = 150\text{mm} \times 20\text{mm} \times 12.7\text{mm}$, seperti gambar 4 berikut ini :



Gambar 4. Mesin Gerinda Duduk.

Bantalan yang digunakan pada mesin tersebut adalah bantalan bola yang memiliki spesifikasi sebagai berikut : Nomor 6205, jenis/tipe: *ball bearing*, diameter dalam (d_i): 25 "mm", diameter luar (d_o): 50 "mm", Diameter pitch (d_p): 39,3 "mm", diameter ball (D): 7,7 "mm", Jumlah elemen roll : 9 buah, sudut kontak (α): 15° seperti gambar 4 di bawah ini :



Gambar 5. Bantalan bola.

Pengukuran Kelonggaran Bantalan.

a. Alat ukur yang digunakan.



Gambar 6 Alat ukur Bantalan.

Alat ukur yang digunakan adalah jangka sorong dan mikrometer digital (dalam dan luar) dengan ketelitian 0,001 mm.

b. Cara Pengukuran.

Pengukuran komponen bantalan dilakukan beberapa kali untuk tiap komponen guna mendapatkan ukuran yang akurat dan hasilnya diambil rata-rata. Proses pengukuannya dapat diamati pada gambar 7 berikut :



(a). *inner race* (b) *outer race* (c). bola

Gambar 7 Pengukuran Komponen Bantalan.

IV. Hasil Dan Pembahasan

1. Frekuensi komponen bantalan.

Frekuensi getaran yang ditimbulkan oleh masing-masing komponen bantalan gelinding akan mempengaruhi karakteristik sinyal getaran tersebut dan berdasarkan rumus (1) sampai (4) dapat dihitung yang

hasilnya adalah : BPF0 = 54,6405 Hz, BPF1 = 80,27 Hz, 36,9115 Hz dan FTF = 6,711 Hz. Jadi frekuensi bantalan yang terbesar terjadi pada *inner race* dan *outer race*, dibanding dengan frekuensi mesin 49,17 Hz. Hal inilah yang menimbulkan getaran pada mesin.

2. Hasil pengukuran komponen bantalan dan perhitungan clearance bantalan.

Pengukuran dilakukan terhadap kedua bantalan pada mesin gerinda bangku (B-1 dan B-2). Pengukuran dilakukan terhadap komponen *inner race*, *outer race* dan bola dengan menggunakan alat ukur jangka sorong dan mikrometer digital seperti yang terlihat pada gambar 5 yang hasil-hasilnya dapat dilihat pada tabel 2 berikut ini :

Tabel 2. Hasil pengukuran komponen bantalan.

Bearing	Pengukuran diameter alur <i>outer race</i>				Rata-rata (mm)
	1	2	3	4	
B-1	45.934	45.889	45.934	45.889	45.9115
B-2	45.981	45.98	45.981	45.982	45.981

Bearing	Pengukuran diameter alur <i>inner race</i>				Rata-rata (mm)
	1	2	3	4	
B - 1	37.922	37.922	37.921	37.922	37.92175
B - 2	37.922	37.921	37.922	37.92	37.92125

Bearing	Pengukuran diameter bola (mm)				Rata-rata (mm)
	1	2	3	4	
B - 1	7.933	7.934	7.933	7.933	7.93325
B - 2	7.937	7.937	7.934	7.937	7.93625

Berdasarkan rumus (5), maka *clearance* antara *outer race* dan bola dari kedua bantalan tersebut dapat dihitung dan hasilnya adalah : B-1 = 0.02825 mm (28,25 μm) dan B-2 = 0.06175 mm (61,75 μm).

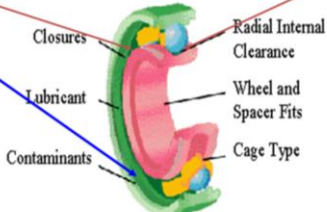
Dari hasil perhitungan yang terlihat pada tabel 2, *clearance* antara bola dan *outer race* dari bantalan B-1, masih berada di bawah *ranges* yang diijinkan yaitu (0.030 –

0.053) mm, sedangkan bantalan B-2 < 0.030 mm di atas ranges (> 0.053 mm).

Dengan demikian berdasarkan table 1, maka hasil perhitungan di atas masuk pada kriteria C5, yaitu bantalan dengan diameter 24 – 30 mm, clearance yang diperbolehkan antara minimal 30 µm dan maksimal 53 µm yang diperlihatkan pada tabel 3 dibawah ini :

Tabel 3. Hasil perhitungan clearance bearing

Nominal bore diameter d, mm		Clearance										Unit µm
over	up to	C2		C3		C4		C5				
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.			
2.5	6	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37	
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37	
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45	
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48	
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53	
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64	
40	50	1	11	6	20	15	33	28	46	45	73	
50	65	1	11	6	20	15	33	28	46	55	90	
65	80	1	11	6	20	15	33	28	46	65	105	
80	100	1	11	6	20	15	33	28	46	75	120	
100	120	2	12	7	22	16	36	30	50	90	140	
120	140	2	12	7	22	16	36	30	50	105	160	
140	160	2	12	7	22	16	36	30	50	120	180	
160	180	2	12	7	22	16	36	30	50	135	200	
180	200	2	12	7	22	16	36	30	50	150	230	
200	225	2	12	7	22	16	36	30	50	175	265	
225	250	2	12	7	22	16	36	30	50	205	300	
250	280	2	12	7	22	16	36	30	50	225	340	
280	315	2	12	7	22	16	36	30	50	245	370	
315	355	2	12	7	22	16	36	30	50	275	410	
355	400	3	13	8	23	17	37	31	51	315	460	



Jadi getaran terjadi akibat clearance antara outer race dan bola pada bantalan B-2 dengan diameter 25 mm adalah 0.06175 mm (61,75 µm) telah melebihi standar yang telah ditetapkan (30 - 53 µm). Dengan demikian bantalan 1 (B-1) masih dapat digunakan dan bantalan 2 (B-2) harus diganti agar mesin dapat beroperasi seperti semula.

V. PENUTUP
1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis yang dilakukan pada hasil pengukuran, maka dapatlah diutarakan beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- a. Frekuensi getaran yang ditimbulkan oleh masing-masing komponen bantalan gelinding adalah : ball pass frequency outer (BPFO) = 54,6405 Hz, ball pass frequency inner (BPFI) = 80,27 Hz, ball spin frequency (BSF) = 36,9115 Hz dan fundamental train frequency (FTF) = 6,711 Hz. Frekuensi bantalan yang terbesar terjadi pada inner race (BPFI) dan outer race (BPFO), dibanding dengan frekuensi mesin 49,17 Hz.
- b. Clearances antara outer race dan bola dari kedua bantalan tersebut adalah : B-1 = 0.02825 mm (28,25 µm) dan B-2 = 0.06175 mm (61,75 µm).

- c. Clearance antara bola dan outer race dari bantalan B-1, masih berada di bawah ranges yang diijinkan yaitu (0.030 – 0.053) mm, sedangkan bantalan B-2 < 0.030 mm di atas ranges (> 0.053 mm).
- d. Getaran terjadi akibat clearance antara outer race dan bola pada bantalan B-2 dengan diameter 25 mm adalah 0.06175 mm (61,75 µm) telah melebihi standar yang telah ditetapkan (30 - 53 µm).
- e. Bantalan 1 (B-1) masih dapat digunakan dan bantalan 2 (B-2) harus diganti, agar mesin dapat beroperasi seperti semula.

5.2. Saran.

Dalam pengoperasian mesin gerinda duduk, sebaiknya memperhatikan gaya yang diberikan dan tebal material yang digerinda, agar tidak terjadi getaran yang berlebihan dan mempercepat keausan pada komponen bantalan yang pada akhirnya memperpendek umur pakai bantalan tersebut.

Daftar Pustaka.

1. Carolus Bintoro (2006), Analisis Teoritik Dan Kaji Eksperimental Ciri Getaran Mekanik Akibat Keausan Pada Bantalan Rod Silindrik, Disertasi Doktor, Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung.
2. Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, (2004), "Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance", Newnes An Inprint of Elsevier, Linarche House, Jordan Hill, Oxford, Burlington
3. Holowenko A. R. (1980), Dynamics of Machinery, Associate Professor of Mechanical Engineering Purdue University, Wiley Trans-Edition.
4. Khurmi. R. S, dan Gupta. J. K, (1982), A Text Books of Mechine Design, Fourth, Khanna Publishers, New Delhi.
5. Semuel M Taribuka (2010), Pengambilan Keputusan Penggantian Ball Bearing Pada Motor Bakar Torak Berbasis Monitoring Kondisi, Thesis, Teknik Sistem Kelautan, ITS, Surabaya.

6. Suhardjono (2005), *Analisis Sinyal Getaran untuk Menentukan Jenis dan Tingkat Kerusakan Bantalan Bola (Ball Bearing)* Jurnal Volume 7 Nomor 1 April 2005, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Kristen Petra, Surabaya.
7. Taribuka S, Pattiasina N, (2003), *Elemen Mesin II*, Buku Ajar, Politeknik Negeri Ambon.
8. Tanza Dwi Jaka Utama, (1994), "*Analisis Ciri Mekanik Spektrum Getaran Akibat Cacat Pada Bantalan Bola*", Tugas Sarjana Fakultas Teknologi Industri, ITB, Bandung.