

PENGUJIAN GETARAN ROLLER BEARING AKIBAT KERUSAKAN PADA BAGIAN INNER RING DAN ROLLING ELEMENT BEARING .

Oleh :
Novi Saksono BM

Dosen Kontruksi Dasar Mesin
Jurusan Teknik Manufaktur
Politeknik Manufaktur Negeri Bandung
Email : novi.saksono@gmail.com

Abstrak

Bearing berfungsi sebagai tumpuan dari poros yang berputar. Elemen mesin seperti roda gigi, puli, sproket dan kopling seluruhnya ditumpu oleh *bearing*. *Bearing* memiliki fungsi yang penting pada suatu konstruksi, jika *bearing* mengalami kerusakan maka fungsi dari mesin tersebut tidak maksimal. Pada percobaan ini dilakukan analisa terhadap jenis radial roller *bearing* seri NU 202E TVP2 yaitu dengan membandingkan antara *bearing* normal, *bearing* dengan bagian *inner ring* rusak dan rolling elemen rusak. Dari hasil pengukuran getaran dapat diketahui pola spektrum getaran yang terjadi untuk masing-masing percobaan. Untuk *bearing* normal amplitudo getaran yang terjadi kecil sedangkan untuk *bearing* yang rusak pada bagian *inner ring* frekuensi BPF1 memiliki amplitudo getaran yang besar. Pada *bearing* dengan *rolling element* rusak frekuensi BSF memiliki amplitudo yang besar. Dari hasil pengukuran getaran, pola spektrum frekuensi *bearing* yang muncul memiliki kesamaan dengan yang dituliskan pada buku-buku referensi.

I Latar Belakang

Bearing merupakan salah satu komponen mesin yang digunakan untuk menumpu gerakan berputar poros, dimana posisi poros yang berputar tersebut harus tetap pada tempatnya . Pada konstruksi mekanik atau mesin semua bagian yang berputar selalu bertumpu pada *bearing* seperti roda gigi, puli, sproket dan kopling. Dilihat dari fungsi *bearing* tersebut maka dapat dikatakan bahwa *bearing* merupakan komponen penting pada suatu konstruksi mesin, bila *bearing* mangalami kerusakan maka mesin tersebut fungsinya tidak akan maksimal atau bahkan mesin tidak dapat berfungsi.

Pada industri yang menuntut mesin-mesin dan peralatannya selalu dapat digunakan setiap saat, kerusakan yang terjadi akan mengakibatkan proses produksi menjadi terganggu. Terganggunya proses produksi akan berdampak pada tidak tercapainya target yang sudah ditentukan sehingga akan mangakibatkan industri tersebut mangalami kerugian. Untuk mencegah terjadinya kerusakan mesin maka kondisi mesin harus selalu dimonitor, kegiatan pemantauan mesin dilakukan pada saat mesin beroperasi dan dengan selang waktu tertentu. Proses monitor kondisi mesin adalah mengukur parameter temperatur, kebisingan dan getaran.

Bearing merupakan salah satu komponen mesin yang kondisinya dimonitor, kondisi baik buruknya *bearing* dapat diketahui melalui hasil pengukuran getaran.

I.1 Tujuan

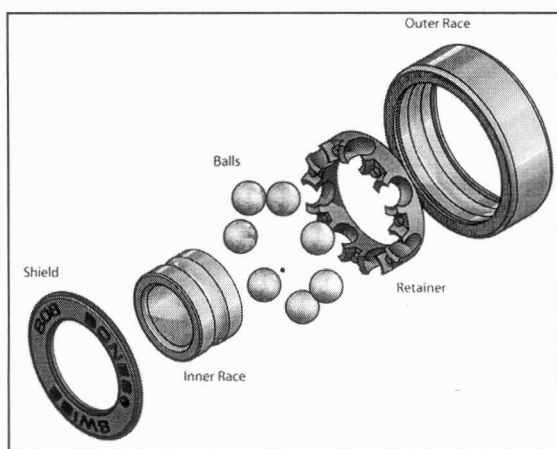
Tujuan dari penelitian ini adalah untuk melihat getaran yang timbul beserta ciri-cirinya akibat kerusakan pada *inner ring bearing*.

II Landasan Teori

Setiap mesin yang berputar, termasuk komponen mesin yaitu *bearing*, saat beroperasi akan membangkitkan getaran. Getaran yang dibangkitkan ini dapat disebabkan oleh adanya gaya eksitasi pada komponen mesin. Sumber getaran pada sistim transmisi kopling tetap adalah :

- Ketakseimbangan komponen rotasi
- Ketidaksesumbuan poros (*misalignment*)
- Kerusakan pada *bearing*, dll.

Bagian-bagian dari *bearing* dapat dilihat pada gambar 1 berikut



Gambar 1 Bagian-bagian *bearing*

Kerusakan pada *bearing* memiliki ciri-ciri getaran yang berbeda, bergantung pada bagian *bearing* yang mengalami kerusakan.

Untuk setiap bagian *bearing* pada sebuah *bearing* memiliki frekuensi getaran yang berbeda, masing-masing frekuensi tersebut dapat dihitung.

Perhitungan frekuensi getaran untuk masing-masing bagian dari *bearing* adalah sebagai berikut:

- a) *Outer ring defect frequency* (BPFO)

Adalah : frekuensi yang timbul dari *outer ring* yang berputar.

Rumus perhitungan :

$$f_o = \frac{x.n}{2.60} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cdot \cos\beta\right) \quad [\text{Hz}]$$

- b) *Inner ring defect frequency* (BPFI)

Adalah : frekuensi yang timbul dari *inner ring* yang berputar.

Rumus perhitungan :

$$f_i = \frac{x.n}{2.60} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cdot \cos\beta\right) \quad [\text{Hz}]$$

- c) *Ball or roll defect frequency* (BSF)

Adalah : frekuensi yang timbul dari *rolling element* yang berputar.

Rumus perhitungan :

$$f_b = \frac{D_p.n}{d.60} \left\{1 + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2 \cdot (\cos\beta)^2\right\}$$

- d) *Cage defect frequency* (FTF)

Adalah : frekuensi yang timbul jika *cage* mengalami kerusakan.

Rumus perhitungan :

$$f_c = \frac{n}{2.60} \left\{1 - \left(\frac{d}{D_p} \cdot \cos\beta\right)\right\}$$

e) *Rolling element defect Frequency*

Adalah : frekuensi yang timbul jika *rolling element* mengalami kerusakan.

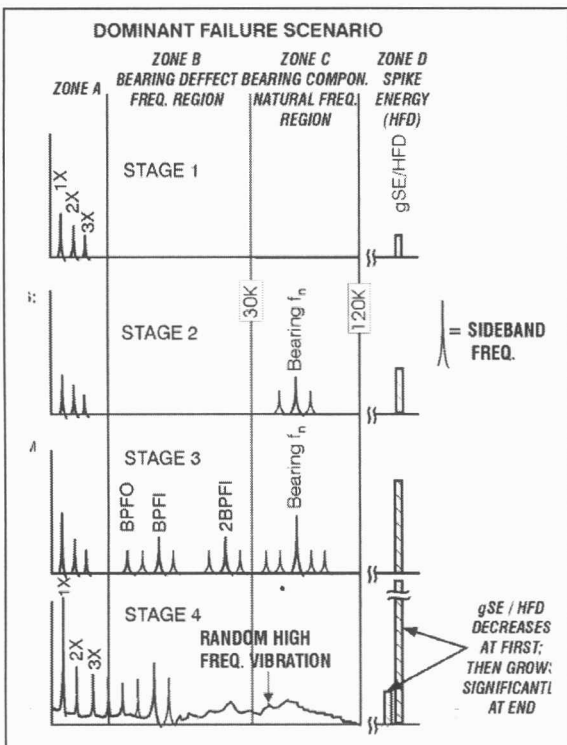
Rumus perhitungan :

$$f_d = 2 \left[\frac{D_p \cdot n}{d \cdot 60} \left\{ 1 + \left(\frac{d}{D_p} \right)^2 \cdot (\cos \beta)^2 \right\} \right] \text{ [Hz]}$$

Perhitungan di atas tergantung pada :

- x = Jumlah *rolling element* (buah).
- d = Diameter *rolling element* (mm).
- Dp = Diameter *pitch bearing* (mm).
- $\cos \beta$ = Sudut kontak *Bearing* ($^{\circ}$).
- N = Kecepatan Putar (rps).

Sedangkan spektrum frekuensi *bearing* dapat dilihat pada gambar 2.



Gambar 2 Pola spektrum getaran pada *bearing*

III Pengujian

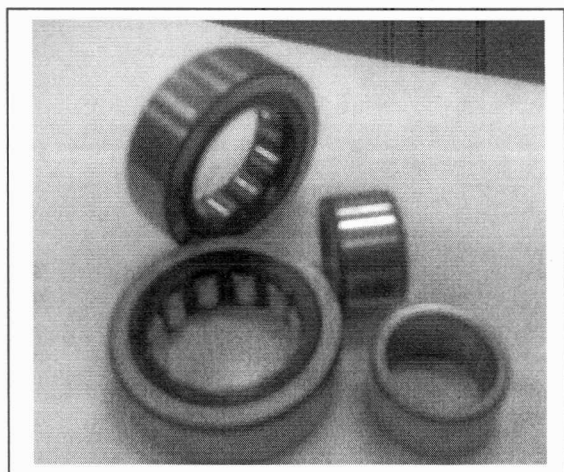
III.1 Pengujian Spectrum Getaran

Pengukuran spektrum getaran dilakukan untuk mengetahui frekuensi yang timbul pada saat *bearing* berputar. Pengujian dilakukan pada 3 buah kondisi *bearing* yang berbeda yaitu :

- a. *Bearing* yang baik
- b. *Bearing* dengan *inner ring* rusak
- c. *Bearing* dengan *rolling element* rusak

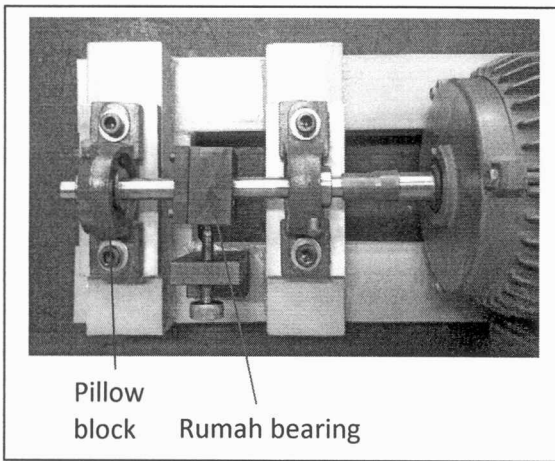
Untuk masing-masing kondisi *bearing* diatas pengujian dilakukan pada 2 kecepatan putar 850 rpm dan 2100 rpm.

Bearing yang digunakan dalam percobaan ini adalah *bearing* jenis roller *bearing* seri NU 202E TVP2 seperti terlihat pada gambar 3 berikut.



Gambar 3 *Roller bearing*

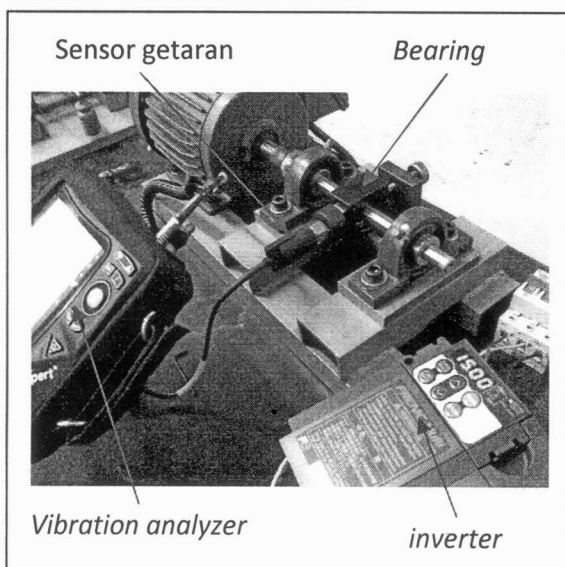
Perangkat uji yang digunakan untuk mengukur getaran *bearing* dapat dilihat pada Gambar 4



Gambar 4 Perangkat uji getaran *bearing*

Bearing yang diuji disimpan pada rumah *bearing* kemudian poros yang ditumpu oleh pillow block diputar oleh motor yang terletak disebelah kanan. Sedangkan beban penekanan diperoleh dari baut penekan rumah *bearing* yang dipasang pada arah radial.

Susunan perangkat akuisisi data dan sensor yang digunakan dalam pengukuran spektrum getaran dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5 Susunan perangkat uji *bearing*

Pengujian dilakukan pada dua kecepatan putar, yaitu pada kecepatan putar 850 rpm dan 2100 rpm. Poros *bearing* diputar oleh motor AC 3 phasa, kecepatan putar motor diatur oleh *inverter*. Getaran yang ditimbulkan oleh *bearing* dirasakan oleh sensor yang kemudian diolah oleh *vibration analyzer* dan ditampilkan pada layar monitor.

Data geometri *bearing* seri NU 202E TVP2 adalah :

- Jumlah *rolling element* (x) = 11 buah
- Diameter *rolling element* (d) = 5.5 mm
- Diameter *pitch bearing* (D_p) = 24.8 mm
- Sudut kontak *bearing* ($\cos \beta$) = 90^0

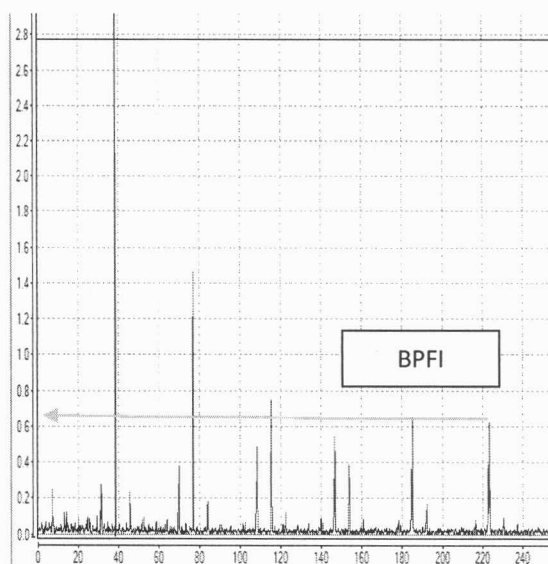
Tabel 1. Frekuensi komponen *bearing*

No	Perhitungan Getaran	2100 rpm	850 rpm
1	BPMI (Hz)	235.19	95.197
2	BPMO (Hz)	149.80	60.637
		8	
3	FTF (Hz)	13.619	5.512
4	BSF (Hz)	75.028	30.368
5	<i>Rolling Elemen Defect Frequency</i> (Hz)	150.05	60.737
		6	

IV Hasil Pengujian

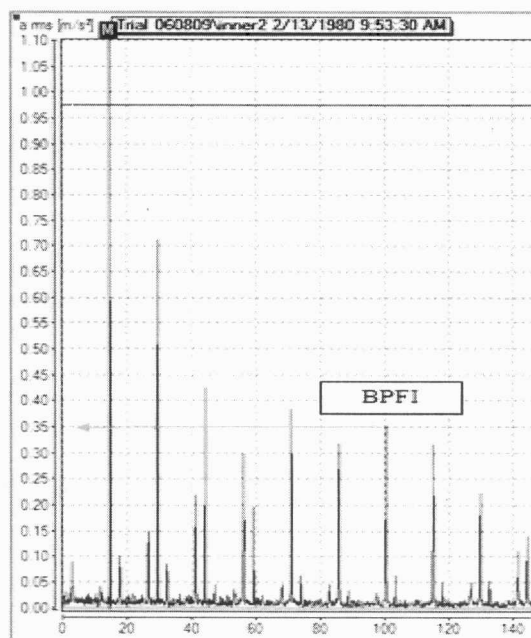
Spektrum getaran hasil pengujian *bearing* normal.

Spektrum getaran hasil pengujian bearing dengan kondisi *inner ring* rusak.



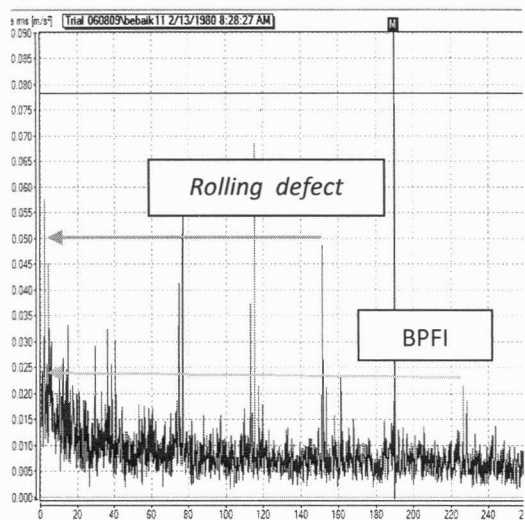
Gambar 8 *Bearing* kondisi *inner ring* rusak pada $n= 2100$ rpm

Pada kecepatan putar 2100 rpm amplitudo frekuensi BPFI adalah sebesar $0,7m/s^2$,



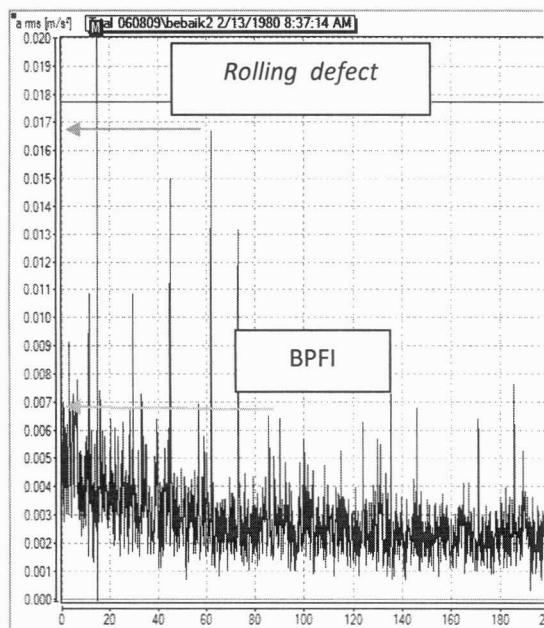
Gambar 9 *Bearing* kondisi *inner ring* rusak pada $n= 850$ rpm

Pada kecepatan putar 850 rpm amplitudo frekuensi BPFI adalah sebesar $0,34 m/s^2$,



Gambar 6 *Bearing* kondisi normal pada $n= 2100$ rpm

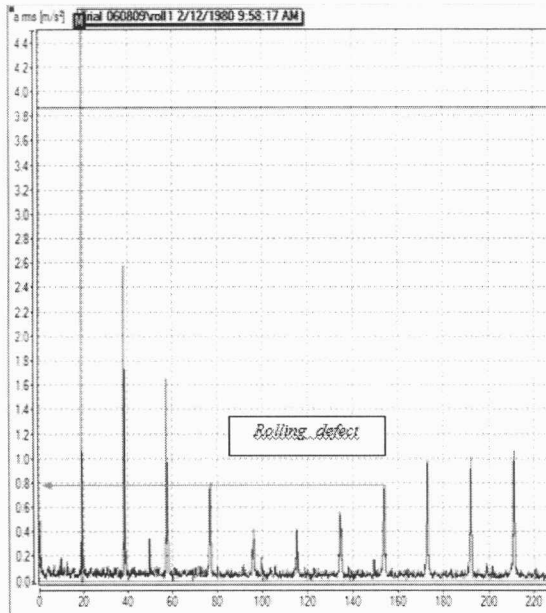
Pada kecepatan putar 2100 rpm amplitudo frekuensi BPFI adalah sebesar $0,02 m/s^2$, dan amplitudo frekuensi *rolling defect* adalah $0,048 m/s^2$,



Gambar 7 *Bearing* kondisi normal pada $n= 850$ rpm

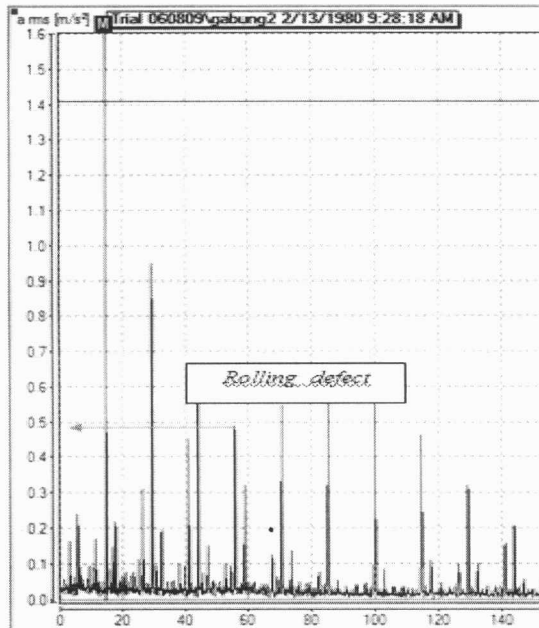
Pada kecepatan putar 850 rpm amplitudo frekuensi BPFI adalah sebesar $0,0065 m/s^2$, dan amplitudo frekuensi *rolling defect* adalah $0,0165 m/s^2$,

Spektrum getaran hasil pengujian bearing dengan kondisi *rolling element* rusak.



Gambar 10 *Bearing* kondisi *rolling element* rusak pada $n= 2100$ rpm

Pada kecepatan putar 2100 rpm amplitudo frekuensi *rolling defect* adalah $0,8 \text{ m/s}^2$,



Gambar 11 *Bearing* kondisi *rolling element* rusak pada $n= 850$ rpm

Pada kecepatan putar 850 rpm amplitudo frekuensi *rolling defect* adalah $0,5 \text{ m/s}^2$.

Tabel 2. Amplitudo hasil pengukuran.

Amplitudo	m/s^2			
	Amplitudo BPF1		Amplitudo <i>Rolling defect</i>	
	850 rpm	2100 rpm	850 rpm	2100 rpm
<i>Bearing</i> normal	0,0065	0,02	0,0165	0,048
<i>Inner ring</i> rusak	0,34	0,6	0,2	0,4
<i>Rolling element</i> rusak	0,05	0,1	0,3	0,8

Dari tabel 2 terlihat bahwa pada *bearing* normal frekuensi untuk BPF1 dan *Rolling defect* memiliki amplitudo kecil.

Untuk *bearing* dengan *inner ring* rusak memiliki amplitudo yang besar pada frekuensi BPF1. *Bearing* dengan *rolling element* rusak memiliki amplitudo yang besar pada frekuensi *rolling defect*,

V Kesimpulan

Setelah melakukan pengukuran getaran pada beberapa kondisi *bearing* yang berbeda dan menganalisis spektrum getaran yang ditampilkan maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut;

- *Bearing* memiliki frekuensi yang spesifik untuk masing-masing elemennya.

- Untuk membedakan *bearing* normal dengan *bearing* yang mengalami kerusakan dapat dilihat pada besarnya amplitudo frekuensi masing-masing elemennya.
 - Untuk *bearing* dengan kondisi baik/normal pada frekuensi BPF1 maupun *Rolling defect* memiliki amplitudo yang kecil
 - Untuk *bearing* dengan kondisi *inner ring* rusak pada frekuensi BPF1 memiliki amplitudo paling besar.
 - Untuk *bearing* dengan kondisi *rolling element* rusak pada frekuensi *Rolling defect* memiliki amplitudo paling besar.
 - *Bearing* rusak dapat diketahui dari spektrum frekuensinya yang didapat dari pengolahan sinyal getaran yang timbul.
3. Application Note 243, “*The Fundamental of Signal Analysis*” hp HEWLETT PACKARD.
 4. Saavedra PN, Ramirez DE, “*Vibration analysis of rotors for the identification of shaft alignment Part 2: experimental validation*” jurnal Universidad de Concepcio’n, Concepcio’n Chile.2004

VI Referensi

1. Girdhar Paresh, “*Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*” ELSEVIER 2004.
2. Thomson William T, “*Theory of Vibration With Applications*” Fourth Edition, Pentice Hall 1993.