

ANALISIS CIRI GETARAN PADA MOTOR BAKAR TORAK AKIBAT BERTAMBAHNYA KELONGGARAN PADA BALL BEARINGS.

Semuel Marthen Taribuka ^{*)}

Abstract

The aim of this research was to know the characteristics vibration of the internal combustion engine by the increase clearances between ball and outer race of ball bearings. Vibration characteristics is based on monitoring the vibration signals obtained experimentally. The method used to detect clearances is by measuring the vibration characteristics in both time domain and frequency domain that occurs in the radial direction. Comparative analysis of vibration signals between ball and outer race conditioned standard and which has undergone a gradual accretion clearances performed on multiple pads in such a way that can be determined the extent of damage bearings. The experimental results showed that the vibration engine in the operation experience with high acceleration, a result of the transfer of power in combustion chamber indicator to the gear box to be used in a system moving out of the engine and the result of the transfer of power, then the components of ball bearings produced by high frequency vibration to engine body so that the engine operates with a high vibration. Components of ball bearings also increased vibration when the clearance between components to be great. The results show that the bearing component increased vibration in the BPFO, BPFI, BSF and FTF. The result of the frequency components of ball bearings calculation is: BPFO = 54.6405 Hz, BPFI = 80.271 Hz, BSF = 36.911 Hz and FTF = 6.711 Hz. The results of this research is the basic for predictive maintenance program.

Key words: vibration, internal combustion engine, clearance, ball bearings

I. PENDAHULUAN.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui ciri getaran pada motor dengan memonitor kondisi motor tersebut menggunakan *vibration analyzer* untuk memperoleh karakteristik sinyal getaran akibat bertambahnya kelonggaran antara bola dan *outer race* guna mencegah terjadinya kerusakan katastrofik.

Motor 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 motor 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 motor akan mengubah karakteristik dinamis sistem dan cenderung meningkatkan energi getaran.

Metode klasik yaitu dengan cara mendengarkan suara motor dan menyentuhnya dikembangkan untuk menentukan apakah motor bekerja normal atau tidak, tetapi metode ini tidak lagi handal untuk saat ini, karena pertama motor-motor modern dirancang untuk beroperasi secara otomatis, sehingga interaksi antara operator dan motor tidak lagi efektif dan ekonomis, kedua sebagian besar motor-motor modern beroperasi pada kecepatan tinggi, dimana getaran yang timbul memiliki frekuensi akumulasi tinggi dan tidak dapat dibedakan oleh panca indra manusia, sehingga dibutuhkan alat untuk mendeteksi getarannya.

Untuk mengatasi permasalahan tersebut dikembangkan metode untuk mendeteksi kerusakan motor, dan pada penelitian ini diambil bantalan bola (*ball bearing*) pada motor bakar torak sebagai kasus untuk dideteksi kelonggarannya melalui karakteristik sinyal getarannya. Selanjutnya sinyal getaran hasil eksperimental dianalisis, direkonstruksi dan selanjutnya dapat digunakan untuk program perawatan (*predictive maintenance*).

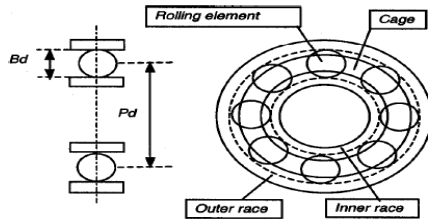
II. KAJIAN PUSTAKA

1. Ciri Getaran Dinamik Akibat Kerusakan Bantalan.

Ciri getaran dalam bentuk *waveform* difokuskan pada hubungan antara percepatan sebagai fungsi dari waktu, yang berasal dari sifat fisik komponen dinamika *motor* dan komponen *bearing*. Domain frekuensi hasil eksperimental yang merupakan ciri getaran yang berasal dari sifat fisik komponen *motor akibat* gaya-gaya *imbalance* dari komponen motor yang berdinamika dan menyebabkan komponen bantalan gelinding (*main bearing*) menghasilkan frekuensi getaran seperti *ball pass frequency outer (BPFO)*, *ball pass frequency inner (BPFI)*, *ball spin frequency (BSF)*, *fundamental train frequency (FTF)* serta *wavenees*. Carolus (2006), menyimpulkan bahwa akibat dari banyaknya

^{*)} Semuel M Taribuka ; Dosen Politeknik Negeri Ambon

sinyal yang di rekam oleh *accelerometer*, maka diadakan analisis respon getaran hasil eksperimental yang dilakukan secara bertahap. Komponen-komponen bantalan tersebut dapat digambarkan seperti pada gambar 1.



Gambar 1. Komponen-komponen bantalan.

Menurut Suhardjono (2005), frekuensi yang dihasilkan oleh masing-masing komponen *bearing* akibat kelonggaran atau cacat lokal dapat dihitung dengan rumus-rumus sebagai berikut :

- a. Frekuensi pada lintasan luar (*ball pass frequency outer race, BPF0*) :

$$BPF0 = \frac{Nb}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \alpha \right) \tag{1}$$

- b. Frekuensi pada lintasan dalam (*ball pass frequency inner race, BPF1*) :

$$BPF1 = \frac{Nb}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{Bd}{Pd} \cos \alpha \right) \tag{2}$$

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

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

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

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

dimana :

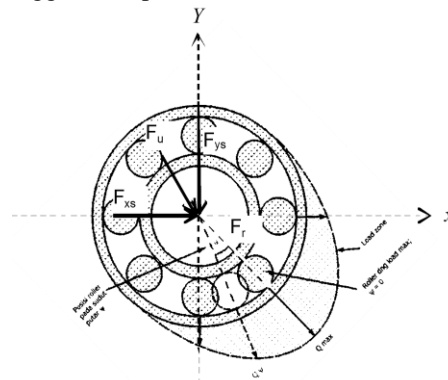
- Nb = Jumlah bola (*Number of balls*),
- Bd = Diameter bola (*Ball diameter*), mm
- Pd = Diameter Pitch (*Pitch diameter*), mm

- f_r = Frekuensi relatif antara *inner race* dan *outer race*, (Hz) dan
- α = Sudut kontak (*Contact angle*), derajat.

2. Pembebanan Pada Ball Bearing

Kaji eksperimental dilakukan untuk mengukur respon getaran dalam arah vertikal (y) dan horizontal (x). Menurut Fransiscus (2009) karena adanya pengaruh beban dinamik yang berasal dari gaya *unbalance*, maka sudut total gaya radial akan berosilasi.

Hal tersebut diperlihatkan pada gambar 2, dimana posisi angular sudut *load zone* akan berubah sesuai dengan arah total gaya radial. Dengan demikian kekakuan bantalan pada sistem koordinat global bantalan (x,y) akan terpengaruh. Nilai kekakuan pada kondisi tersebut dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (8).



Gambar 2. Gaya-gaya dan load zone pada bearing

$$k_{bij} = \frac{\partial F_i}{\partial \delta_j}, i, j = x, y \tag{5}$$

di mana :

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = F_r \begin{Bmatrix} \cos \alpha_o \cos \psi \\ \cos \alpha_o \sin \psi \end{Bmatrix} \tag{6}$$

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1 - E_\phi}{1 + E_\phi} Z Jr(\epsilon) K_n \delta_{max}^n \begin{Bmatrix} \cos \alpha_o \cos \psi \\ \cos \alpha_o \sin \psi \end{Bmatrix} \tag{7}$$

Dengan demikian :

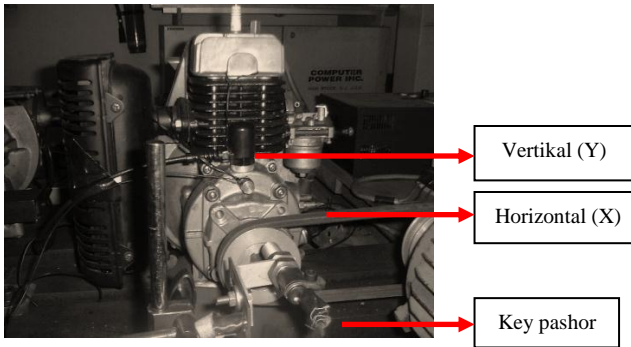
$$K_b = \begin{bmatrix} K_{b,xx} & K_{b,xy} \\ K_{b,yx} & K_{b,yy} \end{bmatrix} = \frac{1 - E_\phi}{1 + E_\phi} n Z Jr(\varepsilon) K_n \delta_{\max}^{n-1} \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} \cos^2 \psi & \cos \psi \sin \psi \\ \cos \psi \sin \psi & \sin^2 \psi \end{bmatrix}$$

III. EKSPERIMENTAL

1. Data Motor Dan Bantalan Uji.

Motor yang digunakan dalam penelitian ini adalah Yamaha 110 MT *type two stroke*, dengan putaran 5000 rpm dan daya 5 PK seperti yang terlihat pada gambar 4 berikut ini :



Gambar 3. Motor yang digunakan untuk eksperimen

Menurut Wiranto (1988) komponen utama penyusun motor adalah torak, batang penghubung, *crankshaft* dan silinder *block* serta *engine block*. Torak memiliki gerakan translasi, *crankshaft* melakukan gerakan rotasi dan batang penghubung memiliki gerakan yang lebih kompleks yaitu mengayun.

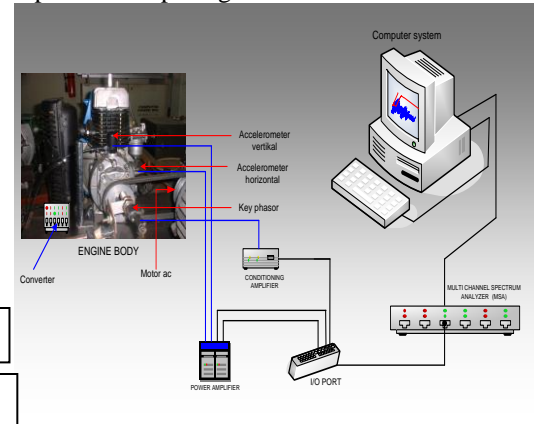
Pada penelitian ini, proses pengambilan data tidak melibatkan gaya kompresi karena motor diputar oleh elektromotor, sehingga yang berfungsi adalah gaya inersia.

Kajian komputasional yang dilakukan mengacu pada perangkat uji yang digunakan. Perangkat uji menggunakan bantalan bola yang memiliki spesifikasi sebagai berikut : merek dagang : Koyo 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° , gerakan *slider crank* terjadi oleh karena adanya putaran motor listrik pada 900 rpm. Kajian dilakukan baik pada bantalan standard maupun bantalan cacat / rusak.

2. Pengukuran Respon Getaran

Body motor disekitar poros engkol diasumsikan sebagai rumah bantalan karena di daerah tersebut

terdapat bantalan bola (*ball bearing*) sebagai bantalan utama pendukung poros engkol. Pengukuran diadakan pada rumah bantalan pada posisi engkol 0 derajat pada saat torak mencapai TMA arah vertikal dan 90 derajat arah horizontal pada posisi TMB (pintu buang mulai terbuka). *Set up* pengujian frekuensi diperlihatkan pada gambar 4 :



Gambar 4 : Set up Experimental dynamic vibration

Penempatan *accelerometer* pada posisi demikian karena sinyal yang dicuplik adalah respon getaran arah vertikal dan horizontal. Pengaturan putaran motor dapat dilakukan dengan mengubah putaran motor penggerak (motor ac) menggunakan *converter*, terpasang pula *optical key phasor* sebagai pembangkit *pulse* selama pengukuran getaran berlangsung. *Charge amplifier* digunakan untuk mengkondisikan sinyal pengukuran getaran oleh *accelerometer*, yang sangat dominan adalah MSA (*multy signal analisis*) yang berfungsi untuk mengolah sinyal pengukuran untuk mendapatkan *waveform* dan spektrum *frekuensi*.

Kemudian oleh sistem komputer sinyal yang dibentuk oleh MSA ditampilkan dalam bentuk grafik sinyal respon getaran.

IV. HASIL DAN PEMBAHSAN

Setelah data hasil penelitian diolah dan direkayasa seperti pada gambar 5, maka hasilnya dapat dibahas sebagai berikut :



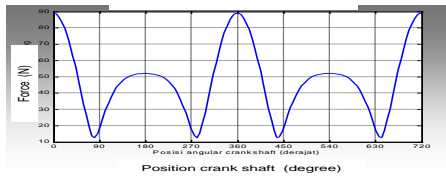
Gambar 5. Pengambilan data hasil penelitian pada MSA.

1. Gaya Pada Bantalan Utama (Main Bearing).

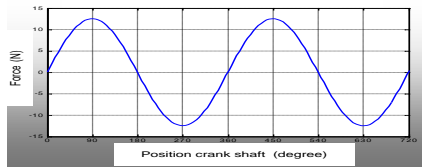
Koreksi penentuan respon getaran dengan menggunakan model sintesis dengan gaya yang berasal dari *main bearing* seperti yang diperlihatkan pada gambar 6 dan 7 di bawah ini.

Teramati bahwa besar gaya maksimum terjadi pada arah vertikal yang bekerja pada *main bearing slider crank*, untuk kasus kajian berada dibawah 90 N, gaya minimal adalah 15 N.

Besarnya gaya yang diperlihatkan dalam grafik kekakuan ini adalah 100 N maksimum dan besarnya nilai kekakuan maksimum adalah $10e^{+6}$, bentuk grafik adalah non-linier.



Gambar 6 : Hasil simulasi gaya arah vertikal.



Gambar 7 : Hasil simulasi gaya arah horizontal

2. Frekuensi komponen bantalan.

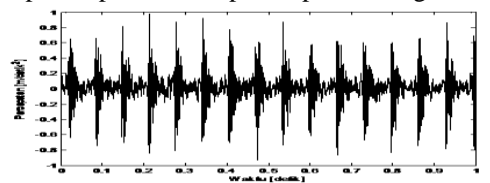
Frekuensi getaran yang ditimbulkan oleh masing-masing komponen bantalan gelinding akan mempengaruhi karakteristik sinyal getaran tersebut dan berdasarkan rumus (1) sampai (4) dapat dihitung yang hasilnya adalah : BPFO = 54,6405 Hz, BPFI = 80,27 Hz, 36,9115 Hz dan FTF = 6,711 Hz.

3. Hasil rekayasa sinyal getaran eksperimental arah

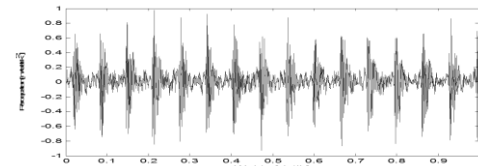
horizontal.

Hasil eksperimental seperti Gambar 6 dan 7 memperlihatkan grafik dalam domain waktu yang

terdiri atas grafik *keyphasor* dengan percepatan 5.1 m/detik^2 setara dengan 5.1 Volt. Grafik ini menunjukkan putaran *engine* atau putaran poros engkol dalam periode sesuai dengan diameter poros engkol. Waktu yang diperlukan untuk mencapai 1 putaran poros engkol adalah $1/\text{frekuensi putar}$ atau $1/(\text{RPM}/60)$, diameter poros engkol adalah 25 mm dengan kecepatan sudut 15 Hz, maka untuk mencapai satu putaran engkol diperlukan waktu 0.0667 detik. Pada grafik ini terlihat bahwa dalam 1 detik poros engkol dapat berputar mencapai 15 putaran engkol.

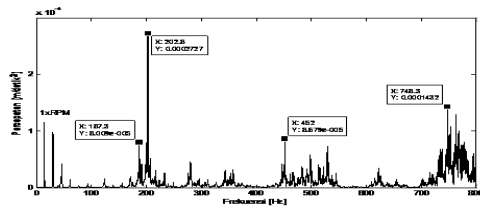


Gambar 8 : Grafik domain waktu terhadap percepatan arah horizontal bearing standar

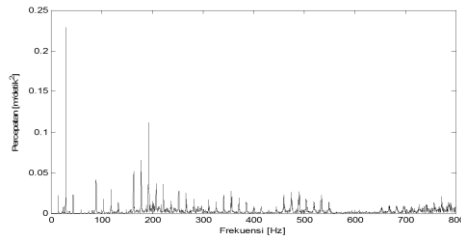


Gambar 9 : Grafik domain waktu terhadap percepatan arah horizontal bearing cacat

Pada gambar 8 dapat dilihat sinyal hasil eksperimental pengukuran arah horizontal pada *bearing standard* dengan ciri *transient* dalam waktu 1 detik. Sinyal dalam 1 putaran telah dibatasi oleh sinyal *keyphasor* dalam durasi 0.0667 detik. Sinyal tersebut menggambarkan besarnya gaya-gaya yang bekerja dalam 1 putaran engkol. Gambar 9 menunjukkan kerapatan sinyal dalam waktu 1detik pada bearing cacat dengan tingkat percepatan tertinggi pada waktu 1detik, juga terdapat 15 putaran engkol, dengan percepatan tertinggi 0.81 m/detik^2 . Kerapatan sinyal hampir sama pada kedua kurva dengan amplitudo percepatan yang berbeda, dimana sinyal yang dihasilkan oleh *bearing* standar memiliki amplitudo yang besar dibanding dengan *bearing* yang cacat/dengan *clearance* yang besar.



Gambar 10 Grafik domain frekuensi terhadap percepatan arah horizontal bearing standar



Gambar 11 Grafik domain frekuensi terhadap percepatan arah horizontal bearing cacat.

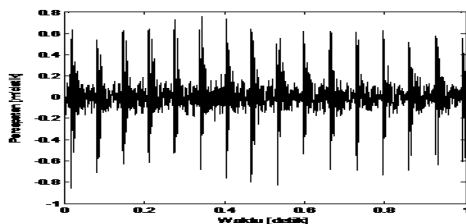
Gambar 10 memperlihatkan kurva domain frekuensi hasil pengukuran getaran dengan *bearing* standar, mempunyai ciri yang berbeda dengan kurva pada Gambar 11 hasil pengujian dengan bearing yang dibuat cacat pada *outer race*. Pada frekuensi bearing standard terjadi pengumpulan sinyal pada frekuensi di bawah 100 Hz dan 200 sampai 400 Hz.

Grafik pada gambar 11 adalah sinyal getaran dalam domain frekuensi hasil FTF dari sinyal domain waktu arah horizontal, yang berfungsi untuk merekayasa kerusakan komponen *ball bearing*. Frekuensi putar sebesar 15 Hz muncul sampai pada 800 Hz dengan berbagai tingkat percepatan, frekuensi dengan percepatan terbesar 0.23 m/detik² adalah pada 2xRPM atau 30 Hz.

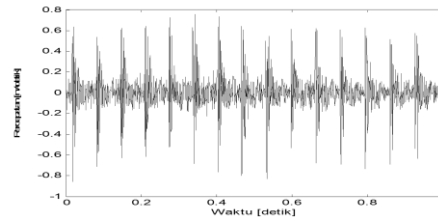
Dalam domain frekuensi tergambar amplitudo sinyal getaran dengan berbagai percepatan untuk 1xRPM sampai 54xRPM, muncul pula frekuensi dari komponen *bearing* dan komponen motor yang berdinamika dan ikatan komponen yang longgar.

4. Hasil rekayasa sinyal getaran eksperimental arah vertikal.

Gambar 11 dan 12 memperlihatkan grafik yang menunjukkan putaran motor atau putaran poros engkol dalam periode sesuai dengan diameter poros engkol.



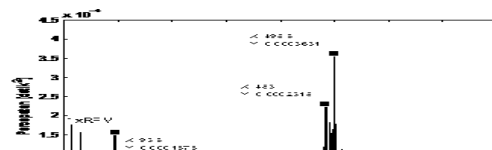
Gambar 12 : Grafik domain waktu terhadap percepatan arah vertikal bearing standar



Gambar 13 : Grafik domain waktu terhadap percepatan arah vertikal bearing cacat.

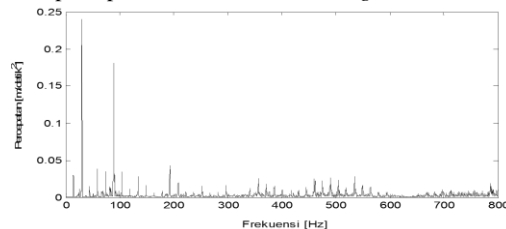
Gambar 12 dapat dilihat sinyal hasil eksperimental pengukuran arah vertikal pada *bearing standard* dengan ciri *transient* dalam waktu 1 detik. Sinyal dalam 1 putaran telah dibatasi oleh sinyal *keyphasor* dalam durasi 0.0667 detik. Sinyal tersebut terbentik akibat besarnya gaya-gaya yang bekerja dalam 1 putaran engkol.

Grafik untuk arah pengukuran vertikal ini terlihat bahwa dalam 1 detik poros engkol dapat berputar mencapai 15 putaran. Percepatan terbesar mencapai 7 m/detik² lebih besar dari hasil pengukuran arah horizontal sedangkan kepadatan sinyal getaran hampir sama dengan sinyal domain waktu arah horizontal. Dari hasil rekayasa dalam simulasi komputasional dipastikan bahwa gaya arah pengukuran vertikal lebih besar dari horizontal yang menyebabkan sinyal lebih rapat/padat.



849 Jurnal TEKNOLOGI, Volume 8 Nomor 1, 2011: 843-850

Gambar 14. Grafik domain frekuensi terhadap percepatan arah vertikal *bearing* standar.



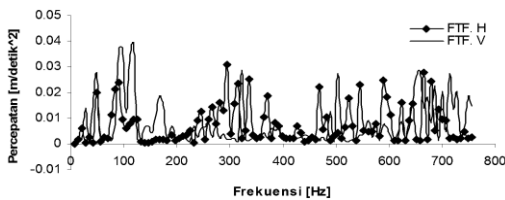
Gambar 15. Grafik domain frekuensi terhadap percepatan arah vertikal *bearing* cacat.

Hasil pengukuran getaran dengan *bearing* standar Gambar 14 memperlihatkan kurva domain frekuensi, mempunyai ciri yang berbeda dengan kurva pada Gambar 15 hasil pengujian dengan *bearing* yang dibuat cacat pada *outer race*. Pada frekuensi *bearing standard* terjadi pengumpulan sinyal pada frekuensi di bawah 100 Hz sampai 200 Hz.

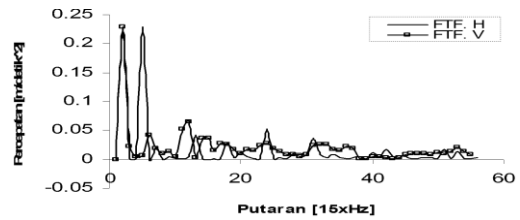
Gambar 15 memperlihatkan sinyal getaran dalam domain frekuensi arah vertikal, juga berfungsi untuk merekayasa kerusakan komponen *ball bearing*. Frekuensi putar sebesar 15 Hz muncul sampai pada 800 Hz yang mana tingkat percepatan bervariasi, frekuensi dengan percepatan terbesar 0.245 m/detik^2 adalah pada 2xRPM pada 30 Hz. Dalam domain frekuensi tergambar amplitudo sinyal getaran dengan berbagai percepatan sama dengan frekuensi arah horizontal, muncul pula frekuensi dari komponen *bearing* dan komponen motor yang berdinamika dan ikatan komponen yang longgar. Terjadi penumpukan sinyal yang berbeda dengan sinyal getaran arah horizontal dan juga pada tingkat percepatan getar komponen motor.

5. Rekayasa sinyal dari komponen *bearing* arah vertikal dan horizontal

Ball bearing mempunyai konstruksi yang sangat kompleks dan mampu menahan beban yang tinggi dan dapat dioperasikan dalam waktu yang lama, atau di desain untuk jam kerja yang tinggi. *Bearing* memiliki komponen statik dan dinamik, *ball bearing* termasuk komponen dinamik yang dirancang khusus untuk memikul beban kerja yang tinggi. *Ball bearing* berada di antara *inner race* dan *outer race* dan bergerak di dalam *cage* agar supaya tidak keluar dari *inner race* dan *outer race*. Pada saat *engine* beroperasi *ball bearing* dapat bergerak bebas dalam *cage* karena memiliki *clearance*. Akibat dari pergerakan bola dan adanya kontak antara komponen *beari* dan komponen lainnya akan mengge getaran yang terukur dalam FTF, BPFO, BPFI dan BSF.

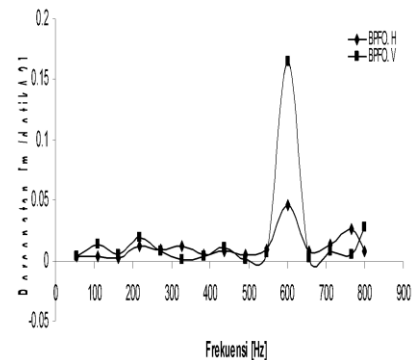


Gambar 16 Grafik FFT arah vertikal dan horizontal Terhadap percepatan pada bearing standar.

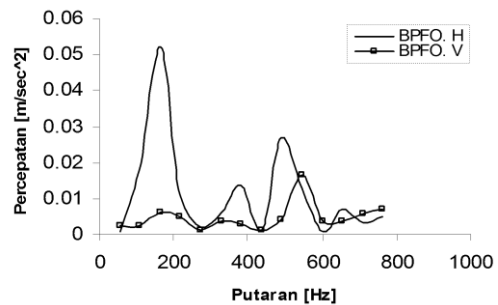


Gambar 17 Grafik FTF arah vertikal dan horizontal Terhadap percepatan pada *bearing* cacat

Kurva standar seperti gambar 16 percepatan tertinggi adalah 0.04 m/detik^2 adalah FTF arah vertikal, sedangkan percepatan tertinggi. Grafik untuk arah horizontal memiliki percepatan adalah 0.03 m/detik^2 sedangkan untuk arah vertikal adalah 0.03 m/detik^2 untuk FTF. Dapat dilihat pada gambar 17 bahwa pada 2xRPM muncul frekuensi FTF dengan percepatan 0.23 m/detik^2 arah vertikal, FTF arah horizontal muncul pada frekuensi 4xRPM pada frekuensi 0.21 Hz , FTF muncul pada frekuensi 7 Hz sampai 108xfrekuensi FTF pada arah pengukuran horizontal maupun vertikal.

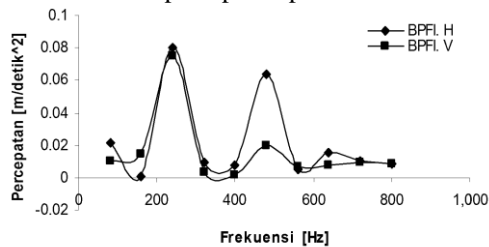


Semuel M Taribuka ; Analisis Ciri Bertan

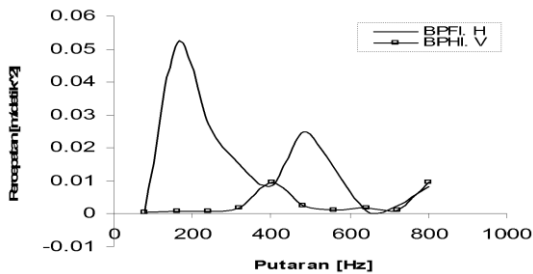


Gambar 19 Grafik BPFO arah vertikal dan horizontal terhadap percepatan pada *bearing* cacat.

Kurva hasil pengukuran getaran seperti Gambar 18 pada standar memiliki percepatan terbesar pada BPFO arah vertikal percepatan terbesar adalah 0.17 m/detik^2 , percepatan horizontal adalah 0.004 m/detik^2 . Gambar 19 menunjukkan bahwa *ball bearing* dalam pergerakan mengalami sentuhan dengan *outer race* dan terjadi transfer gaya dari poros engkol ke body motor. Akibat adanya kontak elemen ini, maka *outer race* bergetar dengan frekuensi awal 54.51 Hz sebagai $1 \times \text{BPFO}$ (*ball pass frequency outer race*) dan berulang sampai frekuensi ke 800 Hz , untuk arah horizontal maupun arah vertikal. Percepatan terbesar 0.0052 m/detik^2 pada arah horizontal pada frekuensi $3 \times \text{BPFO}$ dan $9 \times \text{BPFO}$ untuk arah vertikal pada percepatan 0.02 m/detik^2 .

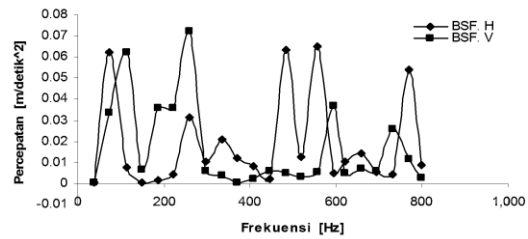


Gambar 20 Grafik BPFI arah vertical dan horizontal terhadap percepatan pada bearing standard.

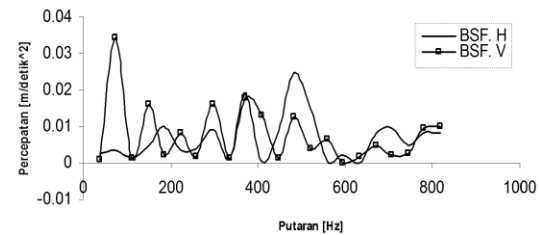


Gambar 21 Grafik BPFI arah vertical dan horizontal terhadap percepatan pada bearing cacat.

BPFI arah horizontal dan vertikal seperti gambar 20 mencapai percepatan 0.08 m/detik^2 pada frekuensi 220 Hz . Motor dalam pengoperasian komponen *inner race* ikut berputar bersama poros engkol karena terpasang dengan suaiian pas pada *shaft*. Akibat dari *inner race* turut berputar bersama poros dan berkontak dengan *ball bearing* maka *inner race* bergetar yang disebut BPFI (*ball pass frequency inner race*). Dapat dibaca pada Gambar 21 bahwa BPFI sebesar 80.271 Hz muncul $1 \times$ sampai $10 \times \text{BPFI}$ untuk arah horizontal maupun vertikal. BPFI terbesar muncul pada 0.051 m/detik^2 untuk arah horizontal dan percepatan 0.01 m/detik untuk frekuensi 400 Hz , berada dibawah nilai pada bearing cacat.



Gambar 22 Grafik BSF arah vertical dan horizontal terhadap percepatan pada bearing standard.



Gambar 23 Grafik BSF arah vertical dan horizontal terhadap percepatan pada bearing cacat.

Kurva BSF seperti gambar 22 memperlihatkan adanya percepatan di bawah 0.08 m/detik^2 untuk arah vertikal maupun arah horizontal. *Ball bearing* adalah komponen yang sangat dominan dalam meneruskan gerak putar dari engkol disertai dengan daya yang berasal dari *combustion chamber*. *Ball bearing* mengalami gerak berputar dalam 3 dimensi di dalam *inner race* dan *outer race* oleh sebab itu bola dapat menghasilkan getaran pribadi yang disebut BSF (*ball spin frequency*).

Gambar 23 memperlihatkan adanya

851 *Jurnal TEKNOLOGI, Volume 8 Nomor 1, 2011: 843-850*

horizontal dan vertikal. Dapat diamati bahwa BSF arah vertikal memiliki percepatan 0.035 m/detik^2 pada $3 \times \text{BSF}$ lebih besar dari arah horizontal yang mencapai 0.026 m/detik^2 pada 440 Hz , berada di bawah bearing yang cacat.

KESIMPULAN.

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

1. Akibat dari transfer daya maka komponen *ball bearing* menghasilkan getaran dengan frekuensi yang tinggi ke bodi

- motor sehingga motor beroperasi dengan getaran yang tinggi.
2. Hasil perhitungan frekuensi pada masing-masing komponen *bearing* adalah sebagai berikut : BPFO = 54.6405 Hz, BPFI = 80.271 Hz, BSF = 36.911 Hz dan FTF = 6.711 Hz.
 3. Komponen *ball bearing* juga mengalami kenaikan getaran akibat *clearance* antar komponen menjadi besar. Hasil analisis menunjukkan bahwa komponen *bearing* mengalami kenaikan getaran pada BPFO, BPFI, BSF dan FTF

Tanza Dwi Jaka Utama, (1994), "**Analisis Ciri Mekanik Spektrum Getaran Akibat Cacat Pada Bantalan Bola**", Tugas Sarjana Fakultas Teknologi Industri, ITB, Bandung.

Wiranto Arismunandar (1988), **Penggerak Mula Motor Bakar Torak**, ITB, Bandung.

DAFTAR PUSTAKA.

- Carolus Bintoro (2006), **Analisis Teoritik Dan Kaji Eksperimental Ciri Getaran Mekanik Akibat Keausan Pada Bantalan Rol Silindrik**, Disertasi Doktor, Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung.
- Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, (2004), "**Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance**", Newnes An Inprint of Elsevier, Linarche House, Jordan Hill, Oxford, Burlington
- Fransiscus Louhenapessy (2009), **Dynamic Analysis Experimental Investigation of Vibration Characteristic Generated by Looseness of Bearing The Internal Combustion Engine**, The 11th International Conference on Quality in Research, Faculty of Engineering University of Indonesia, Depok.
- Hatch, Michael R, (2000), "**Vibration simulation using MATLAB and ANSYS**", Corporate Blvd., Boca Raton, Florida.
- Holowenko A. R. (1980), **Dynamics of Machinery**, Associate Professor of Mechanical Engineering Purdue University, Wiley Trans-Edition.
- Maleev V.L., M.E., DR, A.M., Ir. Bambang Priambodo (1986), **Operasi Dan Pemeliharaan Mesin Diesel**, Penerbit Erlangga.
- Semuel M Taribuka (2010), **Pengambilan Keputusan Penggantian Ball Bearing Pada Motor Bakar Torak Berbasis Monitoring Kondisi**, Thesis, Teknik Sistem Kelautan, ITS, Surabaya.
- 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.