

# ANALISIS SINYAL GETARAN PADA SISTEM ROTOR DINAMIK YANG MEMILIKI MASSA TAK SEIMBANG DAN MISALIGNMENT

Jhon Malta<sup>1</sup>, Mulyadi Bur<sup>1</sup>, Febli Huda<sup>2</sup>  
 Laboratorium Dinamika Struktur  
 Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Andalas

## Abstrak

*Pada sistem poros rotor yang berputar, seringkali terjadi getaran. Getaran yang muncul pada mesin khususnya pada sistem rotor dinamik kemungkinan disebabkan oleh beberapa faktor, diantaranya adalah adanya massa tak seimbang pada rotor atau poros, ketidaksesumbuan poros (misalignment), cacat pada bantalan (bearing defect), pemasangan rumah bantalan yang longgar, dan sebagainya. Dari analisis sinyal getaran dapat diketahui bahwa masing-masing faktor tersebut menunjukkan fenomena munculnya spektrum frekuensi dengan karakteristik tertentu, sehingga dapat diketahui faktor penyebab getaran yang lebih dominan.*

*Dalam penelitian ini dilakukan kaji eksperimental terhadap fenomena getaran pada sistem poros rotor yang memiliki massa tak seimbang pada rotor dan adanya ketidaksesumbuan poros akibat diberikannya gaya perpindahan paksa (enforced-displacement) pada bantalan. Untuk itu dikembangkanlah sebuah model alat uji rotor dinamik yang diputar oleh sebuah motor AC. Alat ini terdiri dari tiga tumpuan bantalan dengan satu piringan massa. Salah satu tumpuannya, yaitu pada bagian tengah adalah tumpuan yang dapat digerakkan. Tujuannya adalah untuk memberikan perpindahan paksa (enforced displacement). Pada alat uji ini dilakukan pengujian sistem rotor dinamik dengan massa tak seimbang dan poros yang mengalami misalignment. Dari hasil pengujian terungkap bahwa untuk kasus akibat massa tak seimbang diperoleh spektrum frekuensi dengan nilai amplitudo yang tinggi pada frekuensi 1x putaran motor, dan untuk kasus misalignment diperoleh spektrum frekuensi dengan amplitudo yang tinggi pada 2x frekuensi putaran motor.*

**Kata Kunci :** massa tak seimbang, misalignment, spektrum frekuensi

## 1. PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pada beberapa peralatan mesin, seringkali terdapat sistem yang menggunakan poros dan rotor. Pada sistem poros rotor yang berputar seringkali terjadi getaran. Getaran yang muncul pada peralatan mesin tersebut ada yang kecil dan masih berada di bawah batas toleransi yang diizinkan, tetapi ada kalanya getaran tersebut menunjukkan gejala yang semakin besar dan dikhawatirkan akan dapat merusak sistem secara keseluruhan.

<sup>1</sup> Dosen Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas

<sup>2</sup> Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas

Sebelum hal ini terjadi, diperlukan perawatan secara berkala terhadap mesin-mesin tersebut. Salah satu cara dalam melakukan perawatan mesin adalah dengan melakukan sistem prediktif *maintenance*, yaitu dengan melakukan pengukuran getaran. Dari pengukuran ini dapat diketahui besar getaran yang terjadi, sehingga jika terjadi getaran yang relatif besar, maka dapat segera diambil tindakan pencegahan.

## 1.2 Tujuan

Penelitian ini dilakukan untuk memahami fenomena getaran yang terjadi pada sistem rotor dinamik yang memiliki massa tak seimbang (*unbalance-mass*) dan ketidaksejajaran (*misalignment*) pada poros rotor dan dapat menentukan penyebab getaran pada sistem rotor dinamik. Selain itu dilakukan pembuatan alat uji rotor dinamik yang merupakan bentuk pemodelan (maket) dari sistem rotor yang ada di lapangan.

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah

1. Bantalan yang digunakan adalah SKF 6200 (*deep groove ball bearing*) dan SKF 1200E (*self aligning ball bearing*)
2. Material poros adalah homogen,
3. *Misalignment* yang diamati adalah *paralel misalignment* yang terjadi akibat perpindahan paksa (*enforced displacement*).
4. Kecepatan sudut motor konstan.
5. Pengukuran yang akan dilakukan bersifat "*as it is*" (apa adanya).

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

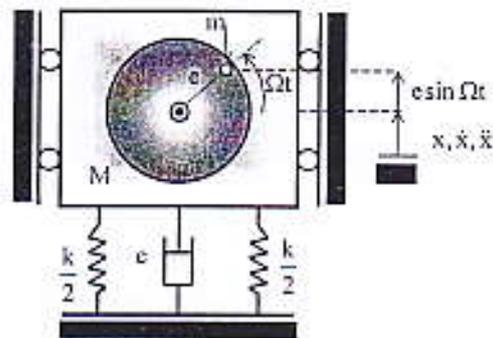
Syarat dari suatu sistem agar dapat bergetar adalah memiliki massa dan kekakuan. Getaran dari sistem seperti ini disebut dengan getaran bebas dan akan bergetar pada frekuensi pribadinya, sedangkan bentuk gerakan dari getarannya disebut dengan modus getar dari sistem. Jika sistem ini diberi gaya gangguan dari luar maka sistem akan mengalami getaran paksa yang memungkinkan untuk terjadinya resonansi yaitu apabila frekuensi gangguan sama atau mendekati frekuensi pribadinya. Suatu sistem yang dipengaruhi oleh gaya gangguan dari luar akan menimbulkan respon getaran pada sistem dengan frekuensi yang sama dengan frekuensi gangguan tersebut. Di antara sumber gangguan harmonik ini dapat disebabkan oleh ketidakseimbangan pada mesin yang berputar dan ketidaksejajaran poros (*misalignment*).

### 2.1 Getaran yang Disebabkan oleh Massa Tak Seimbang

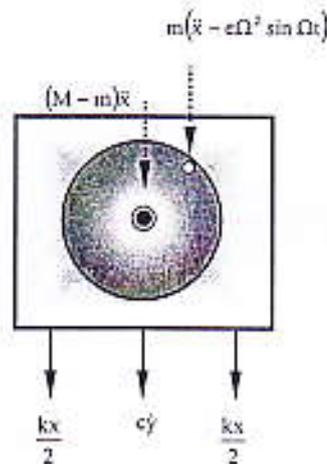
Massa tak seimbang adalah penyebab getaran yang paling umum. Ketidakseimbangan adalah kondisi di mana pusat massa tidak bertepatan dengan pusat rotasi. Alasan untuk kasus ini adalah distribusi massa yang tidak seragam. Penjumlahan vektor dari semua variabel kerapatan dapat dikombinasikan menjadi sebuah vektor, atau sebuah berat pada satu lokasi (untuk sebuah piringan tipis gaya ini hanya terjadi pada satu bidang). Massa tak seimbang yang berputar akan menimbulkan gaya sentrifugal sehingga akan menyebabkan defleksi pada poros dan gaya reaksi pada bantalan (*bearing*). Fungsi penyeimbangan adalah untuk menentukan jumlah dan lokasi *heavy spot* dan memberikan berat yang sama dan berlawanan ( $180^\circ$ ) sebagai penyeimbang. Hal ini

akan membawa pusat massa menjadi sesumbu dengan pusat rotasi dan hasilnya adalah sebuah rotor yang berputar dengan baik. Ketakseimbangan disebabkan oleh berbagai hal [1], diantaranya adalah porositas pada proses pengecoran, densitas material yang tak seragam, toleransi dalam proses produksi, penukaran dan penambahan baut, proses permesinan yang tidak presisi, dan hal-hal lainnya yang mempengaruhi distribusi massa yang berputar.

Jika suatu sistem getaran paksa dimodelkan sebagai sistem yang memiliki satu derajat kebebasan, maka sistem tersebut dapat digambarkan seperti yang terlihat pada Gambar 1. Pada gambar tersebut diperlihatkan sebuah sistem yang diputar oleh sebuah motor dengan frekuensi putaran  $\Omega$ . Motor ini akan memutar massa tak seimbang ( $m$ ) dengan eksentrisitas ( $e$ ). Dengan mengambil  $x$  sebagai simpangan massa yang tak berputar dari posisi setimbang statik, maka simpangan massa eksentrik  $m$  adalah  $x + e \sin \Omega t$ . Adapun bentuk sistem getaran pada Gambar 1 dapat disederhanakan dalam diagram benda bebas seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 1 Sistem getaran paksa satu derajat kebebasan akibat massa tak seimbang



Gambar 2 Diagram benda bebas sistem getaran paksa satu derajat kebebasan

Dengan menggunakan persamaan kesetimbangan gaya arah vertikal, maka persamaan gerak dari sistem tersebut dapat ditentukan sebagai berikut:

$$(M - m_0)\ddot{x} + m(\ddot{x} - e\Omega^2 \sin \Omega t) + c\dot{x} + kx = 0, \quad (1)$$

atau

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \Omega t \quad (2)$$

di mana

$$F_0 = m e \Omega^2 \quad (3)$$

$F_0$  adalah gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh massa tak seimbang yang berputar. Jawab kondisi stedi dari sistem ini dapat dihitung dengan mengasumsikan jawab sistem seperti pada persamaan berikut :

$$x = X \sin (\Omega t - \Psi) \quad (4a)$$

$$\dot{x} = \Omega X \cos (\Omega t - \Psi) \quad (4b)$$

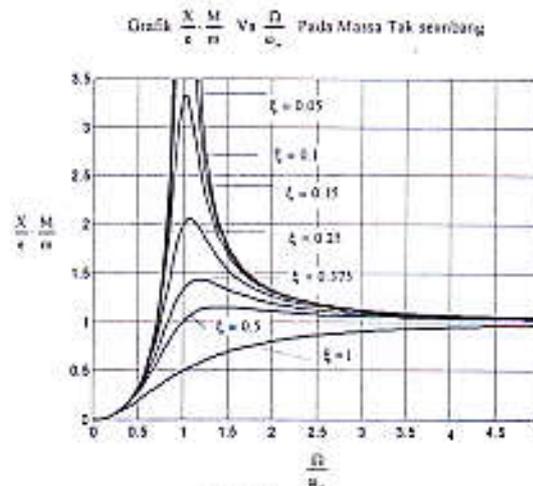
$$\ddot{x} = -\Omega^2 X \sin (\Omega t - \Psi). \quad (4c)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (4a-4c) ke dalam persamaan (2), maka persamaan tersebut dapat diselesaikan menjadi bentuk persamaan *non-dimensional*

$$\frac{X}{e} \cdot \frac{M}{m} = \frac{\frac{\Omega^2}{\omega_n^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (5)$$

Persamaan (5) di atas dapat diplot menjadi sebuah grafik  $\frac{X}{e} \cdot \frac{M}{m}$  terhadap  $\frac{\Omega}{\omega_n}$  yang

ditampilkan pada Gambar 3. Pada gambar ini ditunjukkan bahwa jika suatu sistem getaran diberi gangguan dengan frekuensi gangguan mendekati atau sama dengan frekuensi pribadi sistem, sedangkan rasio redaman yang diberikan kecil, maka nilai  $\frac{X}{e}$  akan semakin besar.



**Gambar 3** Variasi  $\frac{X}{e} \cdot \frac{M}{m}$  dengan rasio frekuensi  $\frac{\Omega}{\omega_n}$  [2]

Ketakeimbangan diperlihatkan sebagai frekuensi getaran yang sama dengan kecepatan putar dengan amplitudo yang proporsional terhadap besar ketakeimbangan. Dalam analisis getaran, ketakeimbangan selalu menunjukkan amplitudo getaran yang tinggi pada 1x rpm. Mungkin ada puncak-puncak yang lain pada spektrum yang dinilai sebagai ketakeimbangan., seperti harmonik kecepatan jika ketakeimbangannya kecil. Kerusakan lain juga dapat menyebabkan getaran pada 1x rpm. Penggabungan indikasi-indikasi ini melengkapi diagnosis ketakeimbangan, tetapi ketakeimbangan selalu hadir

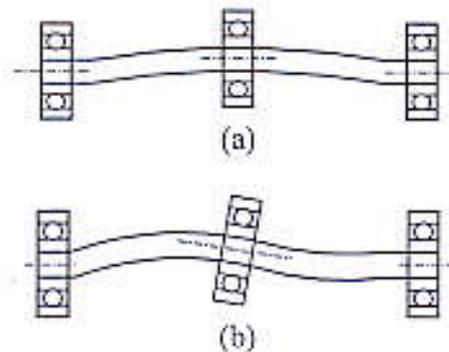
pada 1x rpm. Jika getaran pada 1x rpm hadir, maka ketidakeimbangan harus ada dalam analisis penyebab getaran, dan sebagai prioritas dalam daftar penyebab getaran [1].

## 2.2 Ketidaksesumbuan Poros pada Sistem Rotor Dinamik

*Misalignment* adalah ketidaksesumbuan pada sistem poros rotor. Ada dua tipe ketidaksesumbuan poros, yaitu:

1. *Parallel misalignment*
2. *Angular misalignment*

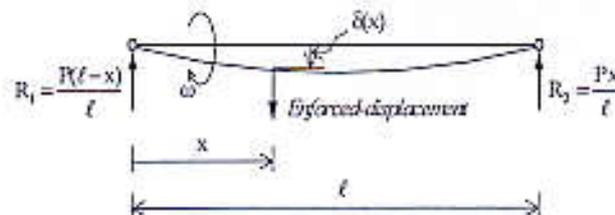
Dua jenis ketidaksesumbuan ini dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4 Tipe-tipe ketidaksesumbuan poros: (a) paralel; (b) angular

Pada umumnya *misalignment* poros adalah gabungan dari tipe *parallel misalignment* dan *angular misalignment* dalam arah vertikal dan horizontal, dan hampir tidak mungkin membuat suatu sistem poros dalam kondisi sesumbu sempurna (*perfect alignment*). Meskipun kondisi sesumbu sempurna dapat dicapai pada kondisi awal, tapi tidak akan dapat dipertahankan dalam jangka waktu yang agak lama karena berbagai macam efek yang mempengaruhi sistem poros rotor, seperti panas yang dihasilkan dari dalam rumah bantalan, sistem pelumasan, dan pergerakan pondasi.

Dalam penelitian ini, kondisi *misalignment paralel* pada poros disebabkan oleh gaya yang memberikan perpindahan paksa (*enforced-displacement*) pada tumpuan. Pada poros yang berputar, kondisi seperti ini dapat menimbulkan getaran. Bentuk diagram benda bebas dari sistem ini dapat dilihat pada Gambar 5. Asumsi yang digunakan adalah massa poros diabaikan, dan luas penampang poros seragam sepanjang batangnya (material homogen), dengan pertimbangan pada kondisi statik sebelum poros berputar.



Gambar 5 Diagram benda bebas dari sistem poros dengan *enforced-displacement*

Besarnya defleksi untuk jarak  $x$  dari ujung poros akibat *enforced displacement* adalah

$$\delta(x) = \frac{P(\ell^2 x^2 - 2\ell x^3 + x^4)}{3\ell EI} \quad (6)$$

Sedangkan kekakuan poros didapatkan dengan

$$k(x) = \frac{P}{\delta(x)} = \frac{P \cdot 3\ell EI}{(\ell^2 x^2 - 2\ell x^3 + x^4)} \quad (7)$$

Jika *enforced displacement* diberikan di tengah-tengah poros dengan  $x = \frac{\ell}{2}$ , kekakuan poros adalah :

$$k = \frac{48EI}{\ell^3} \quad (8)$$

Frekuensi pribadi sistem dengan mengabaikan massa poros adalah

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (9)$$

dengan mensubstitusikan persamaan (8) ke dalam persamaan (9) didapatkan

$$\omega = \sqrt{\frac{48EI}{M\ell^3}} \quad (10)$$

Pada kondisi poros berputar, defleksi yang terjadi akibat *enforced displacement* akan menimbulkan gaya di dekat bantalan, sehingga bantalan beserta dengan *housingnya* akan memberikan gaya reaksi untuk mencegah poros berputar. Hal ini akan menimbulkan getaran.

Getaran akibat *misalignment* memiliki ciri-ciri sebagai berikut [1]:

1. Memiliki komponen getaran pada frekuensi 2x frekuensi putaran poros
2. Menyebabkan getaran dalam arah aksial

Bila suatu poros dengan *misalignment* ditumpu dengan bantalan gelinding, frekuensi karakteristik ini akan muncul. Beda fasa antara sinyal yang didapat antara kedua ujung poros dapat digunakan untuk membedakan antara *misalignment* terhadap *unbalance*. *Misalignment* dapat berasal dari :

1. *Preload* dari poros bengkok atau bantalan yang tidak sesumbu
2. Sumbu poros pada kopling yang tidak sejajar.

Getaran pada kedua ujung poros memiliki beda fasa 180 derajat. Hubungan ini dapat dimanfaatkan untuk membedakan *misalignment* terhadap *unbalance*, karena *unbalance* menimbulkan getaran sefasa bila diukur pada ujung-ujung poros. Beberapa catatan penting yang perlu diperhatikan dalam melakukan pengukuran beda fasa adalah:

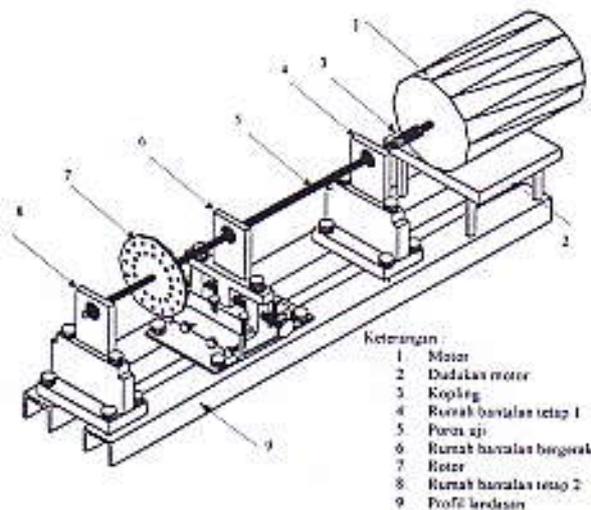
1. Dinamika mesin mempengaruhi pembacaan fasa sehingga beda fasa tidak tepat 180 derajat, melainkan 150 atau 200 derajat
2. Orientasi transduser sangat penting. Sepasang transduser yang dipasang secara aksial di luar mesin biasanya akan mempunyai arah berlawanan. Dalam keadaan ini pembacaan beda fasa menjadi 0 derajat.
3. Perumusan beda fasa diatas hanya berlaku untuk rotor kaku. Penggunaan fasa untuk diagnosis rotor fleksibel memerlukan pengetahuan tentang dinamika rotor (fleksibel).

### 3 PENGUJIAN GETARAN ROTOR DINAMIK

#### 3.1 Perangkat Uji

Perangkat uji yang digunakan di sini tersusun atas sembilan komponen utama, yaitu profil landasan (*base profile*), motor penggerak,udukan motor, kopling, poros, rotor, dua buah rumah bantalan tetap dan satu buah rumah bantalan yang dapat digeser dan diputar dengan sudut yang kecil. Dalam kondisi terpasang, kesembilan komponen tersebut dapat dilihat pada Gambar 6.

Profil landasan pada perangkat uji seperti pada Gambar 6 terbuat dari baja karbon yang merupakan profil C. Dengan profil ini, diharapkan landasan menjadi kaku, tetapi lebih ringan daripada menggunakan *base plate* yang tebal. Pada perangkat uji ini, rumah bantalan terbuat dari pelat baja dengan ketebalan 10 mm. Dengan ketebalan ini diharapkan rumah bantalan cukup kaku, dan tidak menyulitkan proses pemasangan sensor pada saat pengujian berlangsung. Rumah bantalan di bagian tengah merupakan rumah bantalan yang dapat digerakkan arah translasi (tegak lurus terhadap sumbu poros) dan rotasi dengan menggunakan sistem penggerak ulir. Gunanya adalah untuk memberikan *enforced displacement* pada poros sehingga terjadi *misalignment*. Bantalan-bantalan yang digunakan pada alat uji ini adalah SKF 6200 (*deep groove ball bearing*) sebanyak dua buah, dan satu buah SKF 1200E (*self aligning ball bearing*). Pemilihan bantalan ini dilakukan dengan pertimbangan ukurannya yang relatif kecil, sehingga perancangan perangkat uji menjadi cukup sederhana. Pada perangkat uji ini, motor listrik dipasang pada kedudukan yang dibautkan ke *base profile*. Kopling yang digunakan sebagai penghubung antara motor dan poros adalah kopling selang karet yang sangat fleksibel. Hal ini dilakukan dengan maksud agar berbagai pengaruh ketidaksempurnaan pemasangan kopling dan getaran motor terhadap sistem yang diuji dapat diminimalkan.



Gambar 6 Susunan Perangkat Uji

#### 3.2 Sensor

Ada tiga jenis sensor yang digunakan dalam pengujian ini, yaitu *tachometer*, sensor percepatan (*accelerometer*), sensor perpindahan (*dial indicator*). Secara lebih rinci, penggunaan ketiga sensor tersebut diterangkan sebagai berikut :

1. *Tachometer*  
Sensor ini digunakan untuk mengukur kecepatan putar motor dengan cara mendeteksi sinyal yang dipantulkan oleh reflektor yang ditempelkan pada piringan massa tak seimbang. Besarnya nilai putaran motor dapat dibaca pada *tachometer*.
2. Sensor percepatan (*accelerometer*)  
Akselerometer adalah sensor utama dalam pengujian ini, digunakan untuk mengukur percepatan yang terjadi pada rumah bantalan. Pada pengujian yang akan dilakukan, digunakan akselerometer Delta Tron type 4507 Brüel & Kjaer, dengan sensitivitas  $9.96 \text{ mV/ms}^{-2}$  atau  $97.7 \text{ mV/g}$ .
3. Sensor perpindahan (*Dial indicator*)

*Dial indicator* adalah sensor yang digunakan untuk mengukur besarnya defleksi yang diberikan pada poros untuk memberikan *misalignment* pada poros.

### 3.3 Instrumen Akuisisi

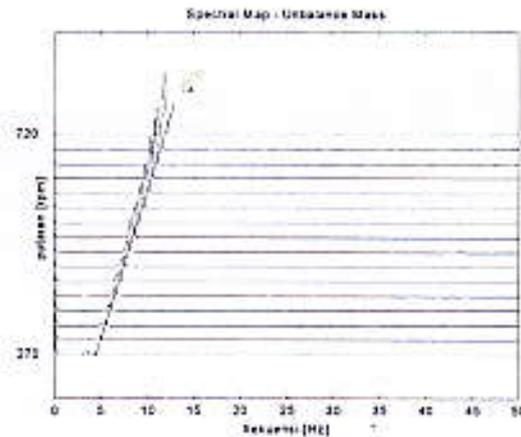
Instrumen akuisisi dan pengolah data yang digunakan dalam pengujian ini adalah instrumen elektronik yang mampu mengolah dan menampilkan data getaran dalam domain waktu dan domain frekuensi. Perangkat akuisisi data tersebut adalah sebagai berikut :

1. *AD/DA Card 12 bit*, sebagai perangkat keras pencuplikan data.
2. Komputer.
3. Perangkat lunak yang digunakan sebagai pengolah dan penyaji data, menggunakan bahasa pemrograman Turbo Basic V.1 dan MATLAB 6.1.

Untuk pencuplikan data secara digital, digunakan *AD/DA Converter*. Hardware ini berfungsi sebagai pengubah sinyal analog yang dihasilkan akselerometer menjadi data digital. Dengan bantuan perangkat lunak Turbo Basic, data tersebut dicuplik dengan rentang pencuplikan dan frekuensi pencuplikan tertentu. Sinyal getaran dalam domain waktu dan domain frekuensi dapat ditampilkan pada layar komputer dengan perangkat lunak MATLAB 6.1. Pengubahan sinyal getaran dalam domain waktu menjadi domain frekuensi dilakukan dengan menggunakan fungsi FFT (*Fast Fourier Transform*) yang ada pada MATLAB 6.1.

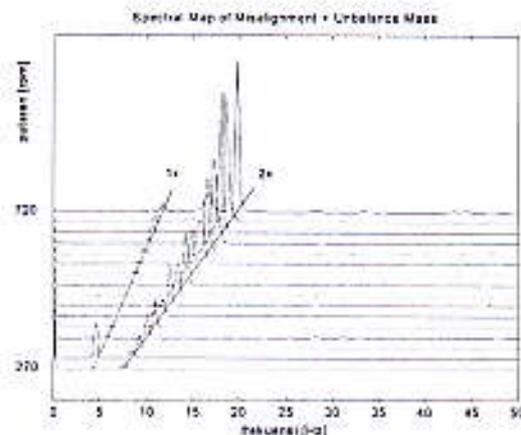
## 4 ANALISIS HASIL PENGUJIAN

Dari pengujian yang telah dilakukan diperoleh data dalam bentuk sinyal dalam domain waktu. Untuk mendapatkan sinyal dalam domain frekuensi maka sinyal tersebut diproses dengan *Fast Fourier Transform* (FFT) dengan bantuan perangkat lunak MATLAB. Masing-masing sinyal spektrum tersebut kemudian disusun berdasarkan kecepatan putaran motor atau biasanya ditampilkan dalam bentuk *spectral map*. Hasil spektrum frekuensi ini dapat dilihat seperti pada Gambar 7 untuk sistem dengan massa tak seimbang dan Gambar 8 untuk sistem yang memiliki misalignment yang dominan.



**Gambar 7** Spektral Map kondisi massa tak seimbang

Pada Gambar 7 yang terlihat hanya komponen frekuensi aktif yaitu komponen spektrum frekuensi yang munculnya sebanding dengan kelipatan kecepatan putaran motor, sedangkan untuk komponen frekuensi pasif (frekuensi pribadi) pada gambar tersebut hal ini tidak terlihat. Pada komponen frekuensi aktif terlihat bahwa spektrum frekuensi yang muncul sama dengan kecepatan putaran motor atau terjadi pada  $1x$  rpm dengan amplitudo yang semakin besar. Hal ini berarti bahwa sistem tersebut bergetar dipengaruhi oleh massa tak seimbang secara dominan.



**Gambar 8** Spektral Map kondisi misalignment dan massa tak seimbang

Pada Gambar 8 yang terlihat juga hanya komponen frekuensi aktif. Pada komponen frekuensi aktif tersebut terlihat bahwa spektrum frekuensi dominan muncul pada dua kali kecepatan putaran motor atau terjadi pada  $2x$  rpm dengan amplitudo yang semakin besar. Selain itu spektrum frekuensinya juga muncul pada  $1x$  rpm. Hal ini berarti bahwa sistem tersebut bergetar dipengaruhi secara dominan oleh misalignment, sedangkan pengaruh massa tak seimbangnya cukup kecil.

## 5. KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

- Untuk sistem yang bergetar yang disebabkan oleh massa tak seimbang akan memiliki karakteristik spektrum frekuensi dengan amplitudo yang besar dan muncul pada 1x rpm.
- Untuk sistem yang bergetar yang disebabkan oleh misalignment akan memiliki karakteristik spektrum frekuensi dengan amplitudo yang besar dan muncul pada 2x rpm.

## 6. UCAPAN TERIMA KASIH

Penelitian ini dilaksanakan atas dana penelitian SPP-DPP dengan kontrak penelitian No. 31/LP-UA/SPP-DPP/V/2002.

## 7. DAFTAR PUSTAKA

1. Wowk, Victor., *Machinery Vibration Measurement and Analysis*, Mc Graw Hill., New York, 1991
2. Thomson, W.T., *Theory of Vibration with Application*, fourth edition, Prentice Hall, New Jersey, 1993.
3. Ewins, D. J., *Modal Testing : Teory and Practice*, John Wiley & Sons, Inc., Taunton, England, 1984.
4. McConnell, K.G., *Vibration Testing*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1995.
5. Lalanne, M. and Guy F., *Rotordynamics Prediction in Engineering*, John Wiley & Sons Ltd., England, 1990.