

## PENGARUH VARIASI KECEPATAN PUTARAN TERHADAP EFEKTIFITAS METODE *TWO - PLANE BALANCING* UNTUK SISTEM POROS PIRINGAN *OVERHUNG*

R. Lulus Lambang G. H<sup>1</sup>, Didik Djoko S<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Staf Pengajar - Jurusan Teknik Mesin - Fakultas Teknik UNS

### **Keywords :**

*Balancing*  
*Poros Overhung*  
*Two-Plane Balancing*  
*Phase different*  
*Critical speed*

### **Abstract :**

*The purpose of the research was to obtain effective speed on overhung shaft balancing. The balancing process was done by two-plane balancing method, and the vector analysis used phase different measurement on the vibration respon. The speed used was 600 rpm, 800 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, and 1400 rpm. The data was acquired by measurement vibration amplitude on the bearing, and phase different was obtained from the trigger signal and the vibration signal. The amplitude and phase different was used to determine counter balance mass and its location. The balancing result the was examined on the different speed to find the effectiveness of the balancing done.*

*The result showed that the balancing process done could reduce the vibration from 48.52 % to 66.76 %. The balancing done closed to critical speed is more effective than that was done far from critical speed. The balancing above critical speed IV yielded the highest vibration reduction..*

### **PENDAHULUAN**

Mesin-mesin rotasi seperti turbin, kompresor, pompa, dan *fan* banyak digunakan di dunia industri. Mesin-mesin rotasi seperti tersebut pada umumnya terdiri dari poros yang berputar dengan putaran tertentu (Zhou and Shi, 2001). Sebagai contoh, sebuah pompa sentrifugal mengubah gerak putar poros pada *impeller* menjadi daya isap dan tekan yang dapat memindahkan *fluida*. Konstruksi pompa sentrifugal terdiri dari rangkaian pompa yang dipasang di ujung sebuah poros. Konstruksi pompa sentrifugal dan *fan* udara biasanya mempunyai kesamaan, yaitu diletakkan di ujung sebuah poros, meskipun terdapat juga konstruksi yang meletakkan *impeller* atau *fan* di tengah poros. Susunan poros – rotor (*impeller* atau *fan*) seperti ini disebut konstruksi *cantilever* atau konstruksi rotor menggantung (*overhung rotor*).

Mesin dengan poros yang berputar pada putaran kerja tinggi sampai dengan 30.000-an rpm, semisal pompa dan turbin, jika terjadi *unbalance* akan sangat membahayakan. Massa *unbalance* yang kecil dengan putaran yang tinggi akan menyebabkan gaya sentrifugal yang besar, yang akan menyebabkan bantalan menjadi cepat rusak dan bahkan dapat pula merusak seluruh sistem poros tersebut.

*Balancing* merupakan prosedur perawatan untuk menghilangkan *unbalance* pada mesin dengan poros putar. Untuk meneliti fenomena ini, maka dilakukan penelitian yang mengembangkan proses *balancing* dua bidang (*two - plane balancing*) dengan metode analisis vektor menggunakan pengukuran beda fasa respon getaran. Penelitian ini dimaksudkan untuk mengetahui efektifitas *balancing* poros piringan

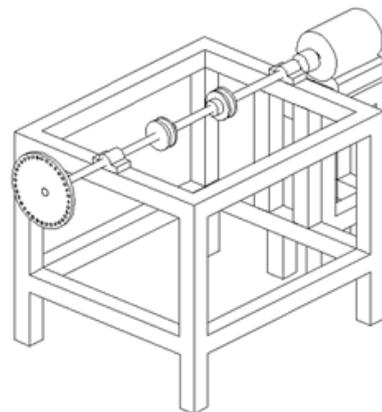
*overhung*, ketika dilakukan tidak pada putaran kerjanya, serta mengetahui pengaruh putaran kritis terhadap hasil *balancing* yang telah dilakukan.

### **Perumusan Masalah**

”Bagaimana pengaruh variasi kecepatan putaran terhadap efektifitas melakukan proses *two-plane balancing* poros piringan *overhung* dengan metode analisis vektor menggunakan pengukuran beda fasa respon getaran, apabila **tidak pada putaran kerjanya** ?”.

### **Batasan Masalah**

*Balancing* yang dilakukan adalah dengan memasang suatu beban yang diketahui berat dan sudutnya yang diperoleh dari hasil perhitungan pada piringan penyeimbang (*counter unbalance*). Konstruksi poros-piringan *overhung* dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Sistem poros - piringan *overhung*.

- a. Massa *unbalance* dipasang pada salah satu piringan ( piringan *overhung* ).
- b. Getaran yang terjadi pada poros - piringan *overhung* diasumsikan hanya diakibatkan oleh massa *unbalance*.
- c. Pengukuran beda fasa respon getaran ditentukan dengan aplikasi program Matlab.
- d. *Balancing* dilakukan pada variasi putaran poros 600 rpm, 800 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, dan 1406 rpm.

### Tujuan dan Manfaat

Adapun tujuan dari penelitian ini yaitu mendapatkan putaran yang efektif untuk dilakukannya *balancing* pada poros piringan *overhung*, bila dikaitkan dengan pengaruh putaran kritis terhadap hasil *balancing* yang telah dilakukan. Hasil penelitian yang diperoleh diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

- a. Bertambahnya pengetahuan tentang metode *balancing* yang dapat dilakukan pada poros dengan konstruksi *overhung*.
- b. Mempelajari karakteristik getaran pada poros piringan *overhung* yaitu besarnya amplitudo getaran yang timbul dari kondisi *unbalance*, metode dan perhitungan yang dipakai, langkah melakukan *balancing*, dan mengetahui hasil reduksi dan efektifitas *balancing* yang dilakukan tidak pada putaran kerjanya dalam kaitanya dengan frekuensi atau putaran kritis sistem.

### TINJAUAN PUSTAKA

Masalah-masalah yang sering menyebabkan getaran pada suatu mesin antara lain: ketidakseimbangan (*unbalance*) elemen rotasi, ketidaklurusan (*misalignment*) pada kopling dan bearing, eksentrisitas (*eccentricity*), cacat pada bantalan antifriksi (*faulty antifriction bearing*), kerusakan pada bantalan *sleeve* (*sleeve bearing*), kelonggaran mekanik (*mechanical looseness*), buruknya sabuk penggerak (*faulty drive belt*), kerusakan roda gigi (*gear problem*), masalah listrik (*electrical problem*), resonansi (*resonance*), aerodinamika dan hidrodinamika (*aerodynamic and hydraulic forces*), gaya *reciprocating* (*reciprocating forces*), dan gesekan (*rubbing*) (IRD Entek, 1996).

Yongzhao dan Huasheng (1999) melakukan studi kasus pada instalasi *gas compressor* yang digerakkan oleh motor. Pada awalnya empat unit *gas compressor* bekerja dengan lancar. Selang beberapa tahun, salah satu motor penggerak mengalami penggantian. Setelah diganti, motor mengalami getaran yang tidak normal ketika beroperasi. Kemudian dilakukan penelitian untuk menemukan akar penyebabnya. Penelitian menggunakan data pengukuran respon getaran pada *gas compressor* dan motor, serta tampilan sinyal getaran dari *spectrum analyzer*. Berdasarkan data yang diperoleh, disimpulkan adanya masalah pada poros (*shafting*) yang diakibatkan *misalignment* pada kopling yang

menghubungkan poros *gas compressor* dan poros motor.

Ketidakeimbangan (*unbalance*) merupakan kondisi yang dialami poros putar sebagai akibat dari gaya sentrifugal, yang kemudian akan menimbulkan getaran. Selanjutnya gerak poros dan getaran akan diteruskan ke bantalan. Besarnya *unbalance* ini juga dipengaruhi oleh putaran (IRD Entek, 1996).

Suatu poros dapat mengalami *unbalance*, yang disebabkan oleh sifat bahan poros yang tidak homogen (lubang/*void* yang terjadi pada saat pembuatan poros), eksentrisitas poros, penambahan alur dan pasak pada poros, serta distorsi yang dapat berupa retakan (*crack*), bekas pengelasan, atau perubahan bentuk pada poros. *Unbalance* ini disebabkan distribusi massa yang tidak seragam di sepanjang poros atau lebih dikenal sebagai massa *unbalance* (Jabir, 2003).

Prosedur perawatan untuk mengurangi *unbalance* pada mesin disebut *balancing*. *Balancing* terdiri dari prosedur pengukuran getaran dan menambahkan atau mengurangi beban untuk mengatur (*adjust*) distribusi massa. Tujuan *balancing* adalah menyeimbangkan mesin putar, yang pada akhirnya akan mengurangi getaran (Tim Getaran Mekanis T. Mesin FT. UNS, 2002). Pada umumnya *balancing* dilakukan setelah tahap akhir proses *assembling* sistem, tetapi pada beberapa sistem seperti *fan* untuk pabrik, rangkaian roda gigi dan penggerak, *balancing* dilakukan segera setelah dilakukan perbaikan, *rebuild* dan perawatan (*maintenance*). Sistem poros-rotor jarang sekali yang dapat diseimbangkan (di *balance*) secara sempurna tetapi hanya pada derajat *balance* tertentu yang diperlukan agar mesin dapat bekerja dengan baik. (Structures/ Motion Lab 20-263-571, Sections 001, 002, 003, Hewlet Packard, 2003, *download* internet).

Shi (2005) telah mengembangkan metode *balancing* untuk poros yang bekerja pada putaran tinggi, namun menyeimbangkan poros tersebut pada putaran lebih rendah. Putaran poros saat dilakukan *balancing* berada di bawah putaran kritis I dari poros. Penelitian ini menggunakan metode *Low-Speed Hollow Balancing* sehingga rotor dapat diseimbangkan tanpa memutar poros pada putaran tinggi (putaran kerjanya) dan pada putaran kritisnya. Penelitian tersebut menghasilkan reduksi getaran pada bantalan lebih dari 50% dibandingkan kondisi awalnya, sehingga dikatakan *balancing* yang dilakukan adalah efektif.

Metode *balancing* yang sering dilakukan di dalam laboratorium adalah *single - plane balancing* dan *two - plane balancing* (Dimaragonas, Wowk 1994, dan Structures/ Motion Lab 20-263-571, Sections 001, 002, 003, Hewlet Packard, 2003). Metode *balancing* yang sesuai untuk sistem poros-rotor *overhung* adalah metode *two plane balancing* (Wowk, 1994). Selanjutnya dilakukan penelitian untuk menentukan efektifitas *balancing* yang telah dilakukan terhadap perubahan kecepatan poros.

Karakteristik getaran terhadap kecepatan poros perlu dipelajari agar dapat ditentukan pengaruh *balancing* terhadap poros yang diputar pada kecepatan bukan kecepatan *balancing*. Gagasan penelitian ini didasarkan pada pengembangan metode *balancing* dengan multi sensor yang dilakukan oleh Shi (2005).

Jika poros adalah poros *overhung*, maka sebaiknya dilakukan *balancing* di dekat frekuensi resonansinya (frekuensi alaminya) (Wowk, 1994). Penelitian ini akan mempelajari hipotesa tersebut dan akan menentukan hubungan kecepatan putar poros dengan besarnya respon getaran setelah dilakukan *balancing* dan dapat menentukan *range* kecepatan yang masih efektif untuk *balancing* yang telah dilakukan.

### Penyebab Getaran Mesin

Penyebab utama getaran adalah gaya yang berubah-ubah dalam arah dan besarnya. Karakteristik getaran yang dihasilkan bergantung pada cara bagaimana gaya penyebab getaran tersebut ditimbulkan (*generated*). Hal tersebut yang menjadi alasan mengapa setiap penyebab getaran mempunyai karakteristik tertentu.

#### a. Getaran karena ketidakseimbangan (*unbalance*)

Getaran yang disebabkan oleh ketidakseimbangan (*unbalance*) terjadi pada 1X rpm elemen yang mengalami *unbalance* dan amplitudo getaran sebanding dengan besarnya *unbalance* yang terjadi. Pada mesin dengan poros putar, amplitudo terbesar akan terukur pada arah radial.

*Unbalance* dapat disebabkan oleh cacat coran, eksentrisitas, adanya alur pasak dan pasak, distorsi, korosi, dan aus. Bagian mesin yang tidak seimbang akan menghasilkan momen putar yang tidak sama besar selama benda berputar, sehingga akan menyebabkan getaran.

#### b. Getaran karena ketidaklurusan (*misalignment*)

Sangat sulit meluruskan dua poros dan sambungannya sedemikian sehingga tidak ada gaya yang menyebabkan getaran. Ketidaklurusan ini biasanya terjadi pada kopling. Tipe ketidaklurusan pada kopling dapat dibedakan menjadi tiga macam (Gambar 2), yaitu:

1. *Angular*, jika sumbu kedua poros membentuk sudut dengan besar tertentu.
2. *Offset*, jika sumbu kedua poros paralel dan tidak berimpit satu sama lain.
3. Kombinasi, jika terjadi ketidaklurusan *angular* dan *offset* secara bersamaan dalam satu sistem.

*Misalignment* pada kopling menghasilkan gaya dalam arah aksial dan radial, yang menyebabkan getaran dalam kedua arah tersebut. Gaya dan getaran yang dihasilkan bertambah dengan semakin besarnya *misalignment*. Frekuensi getaran biasanya adalah 1X rpm, tetapi bila *misalignment* besar bisa terjadi frekuensi getaran 2X atau 3X rpm.

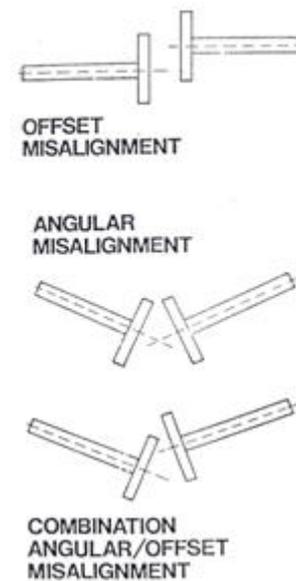
#### c. Getaran karena eksentrisitas

Yang dimaksud eksentrisitas dalam kasus getaran adalah bahwa pusat putaran poros tidak sama

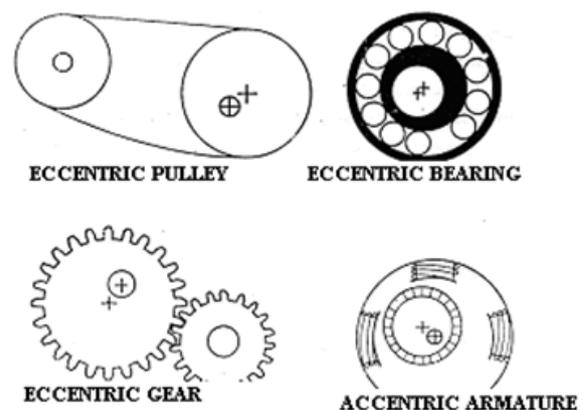
dengan pusat putaran rotor. Eksentrisitas merupakan sumber dari *unbalance* dimana pada waktu berputar, berat benda di satu sisi berbeda dengan di sisi lain terhadap sumbu putar. Kasus eksentrisitas dapat terjadi pada *bearing*, *gear*, puli, dan *armature motor* (Gambar 3).

#### d. Getaran karena kelonggaran mekanik

Getaran tersebut bisa terjadi akibat baut kendur, kelonggaran *bearing* berlebih, atau retak pada struktur *bearing*.



Gambar 2. Jenis - jenis ketidaklurusan (*misalignment*).



Gambar 3. Contoh kasus eksentrisitas.

### Frekuensi Pribadi dan Putaran Kritis Suatu Sistem

Frekuensi pribadi atau frekuensi alami (*natural frequency*) selalu dimiliki oleh benda/sistem yang memiliki massa dan kekakuan, apakah benda/sistem tersebut berputar atau diam ([www.migas-](http://www.migas-)

[indonesia.com](http://indonesia.com), 2005). Pada mesin-mesin rotasi biasa ditemukan fenomena meningkatnya amplitudo getaran pada putaran tertentu (Dimaragonas, 1992) yang biasa disebut sebagai putaran kritis (*critical speed*) dan akan berulang pada putaran selanjutnya. Secara matematik dituliskan:

$$f_n = \frac{\sqrt{k/m}}{2\pi} \quad (1)$$

dengan :

$f_n$  = frekuensi pribadi (Hz)  
 $k$  = kekakuan benda (N/m)  
 $m$  = massa benda/sistem (kg)

Frekuensi pribadi merupakan "frekuensi kesukaan benda/sistem untuk bergetar". Bila suatu sistem digetarkan dengan gaya pengekstasi yang memiliki frekuensi yang sama dengan frekuensi pribadi sistem tersebut, maka amplitudo getaran yang terjadi akan besar. Hal tersebut disebabkan:

1. Mesin yang berputar selalu memiliki ketidakseimbangan (walaupun telah diseimbangkan).
2. Frekuensi eksitasi yang disebabkan oleh ketidakseimbangan yang berputar nilainya sama dengan frekuensi putar (frekuensi eksitasi akibat *unbalance* yang berputar = putaran / 60).
3. Ketidakseimbangan adalah penyebab utama getaran yang terjadi pada kebanyakan mesin, maka fenomena resonansi (terjadi amplitudo getaran yang besar) akan terjadi ketika frekuensi pribadi = frekuensi eksitasi (putaran / 60).
4. Semakin dekat putaran mesin terhadap frekuensi pribadi ke-n, maka semakin besar kemungkinan mendapatkan masalah berupa getaran yang besar.

Pada mesin-mesin rotasi biasa ditemukan fenomena meningkatnya amplitudo getaran pada putaran tertentu (Dimaragonas, 1992) yang biasa disebut sebagai putaran kritis (*critical speed*) dan akan berulang pada putaran selanjutnya. Putaran kritis (*critical speed*) ( $n_c$ ) merupakan putaran yang bersesuaian dengan frekuensi pribadi ( $f_n$ ) sebuah benda/sistem yang bergetar ([www.migas-indonesia.com](http://www.migas-indonesia.com), 2005). Frekuensi pribadi akan mengakibatkan amplitudo getaran yang paling besar. Secara matematik dituliskan:

$$n_c = 60 \times f_n \quad (2)$$

dengan :

$n_c$  = kecepatan (putaran) kritis (rpm)  
 $f_n$  = frekuensi pribadi (Hz)

Mesin-mesin putar dalam pengoperasiannya harus menghindari semua frekuensi pribadi ([www.migas-indonesia.com](http://www.migas-indonesia.com), 2005). Misalkan putaran maksimum mesin pompa yang

disambungkan dengan sistem perpipaan yang telah diketahui frekuensi-frekuensi pribadinya ( $f_{n_1}$  s/d  $f_{n_n}$ ) adalah 3000 rpm dan gaya eksitasi mesin pompa hanya disebabkan ketidakseimbangan (*unbalance*), maka frekuensi pribadi yang harus diperhatikan adalah frekuensi pribadi yang nilainya di bawah  $3000/60 = 50$  Hz. Namun bila masalah *misalignment* juga timbul karena penggunaan kopling yang menyebabkan frekuensi eksitasi sebesar  $2X$  *running speed*, maka frekuensi pribadi yang harus diperhatikan adalah yang nilainya di bawah  $2 \times 3000/60 = 100$  Hz. Dalam praktek biasanya diambil selisih frekuensi pribadi sistem dan kecepatan putar mesin minimal 10%. Sebagai contoh lain, *rotor assembly* dengan frekuensi alami 1800 rpm harus memperhatikan frekuensi putaran antara 1782 dan 1818 rpm (Mobley, 1999)

### Metode Balancing

Tujuan *balancing* adalah menyeimbangkan mesin putar, yang pada akhirnya akan mengurangi getaran (Tim Getaran Mekanis T. Mesin FT. UNS, 2002). Getaran yang rendah (*low vibration*) pada mesin akan:

1. Mengurangi kebisingan
2. Menyebabkan bantalan lebih awet dipakai
3. Mengurangi kelelahan (*fatigue*) pada struktur rangka mesin
4. Mengurangi kelelahan dan stress pada operator mesin
5. Menaikkan efisiensi mesin
6. Mengurangi biaya perawatan mesin

Saat ini *balancing* merupakan aspek yang sangat penting dari desain dan operasi semua mesin yang menggunakan poros putar. Pada umumnya *balancing* dilakukan setelah tahap akhir proses *assembling* sistem, tetapi pada beberapa sistem seperti *fan* untuk pabrik, rangkaian roda gigi dan penggerak, *balancing* dilakukan segera setelah dilakukan perbaikan, *rebuild* dan perawatan. Sistem poros putar jarang sekali yang dapat diseimbangkan secara sempurna tetapi hanya pada derajat *balance* tertentu yang diperlukan agar mesin dapat bekerja dengan baik (Structures/Motion Lab, 2003). Metode *balancing* yang sering dilakukan di dalam laboratorium adalah *single-plane balancing* dan *two-plane balancing* (Dimaragonas, 1992; Wowk, 1994; dan Structures/ Motion Lab, 2003). Kedua metode ini menggunakan beban uji (*trial weight*) dan pengukuran beda fasa.

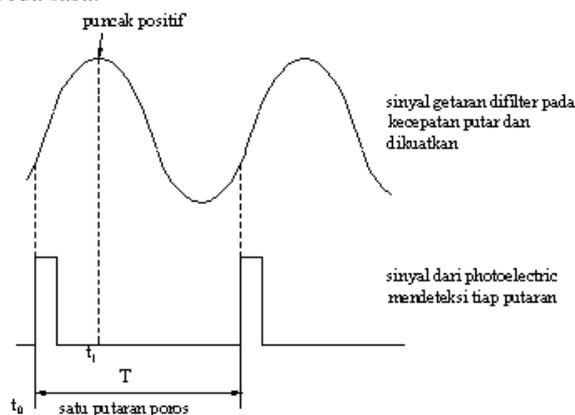
*Balancing* yang dilakukan dekat dengan putaran kritis kebanyakan dihindari. Langkah *balancing* yang dilakukan jauh dari putaran kritis akan menghasilkan respon getaran yang kecil sehingga lebih sulit diukur, tetapi *balancing* yang dilakukan dekat dengan putaran kritis akan menghasilkan respon getaran yang besar sehingga lebih mudah diukur, namun bila ada perubahan putaran sedikit saja dapat

mempengaruhi pembacaan amplitudo dan fasa (Abidin, 2007).

Massa *unbalance* terletak pada jarak radial tertentu terhadap sumbu poros yang berputar dengan frekuensi putar yang sesuai dengan putaran kerja poros. Gaya sentrifugal yang dihasilkan berupa vektor gaya dengan amplitudo sebesar  $m_u e \omega^2$  (massa *unbalance* x jarak massa *unbalance* ke sumbu poros x kuadrat putaran poros). Jika sepanjang poros tersebut terdapat beberapa massa *unbalance* maka gaya sentrifugal yang ditimbulkannya akan menyebabkan *momen unbalance*. Agar piringan berputar tersebut dapat mendekati keseimbangan (*balance*) diusahakan untuk membuat sekecil mungkin eksentrisitas yang ada dengan cara menambah atau mengurangi massa benda yang berputar tersebut. Pada umumnya penambahan massa lebih mudah dilakukan, dan tidak merusak bentuk benda.

Supaya sistem berputar dapat diseimbangkan, terlebih dahulu harus dapat diketahui posisi vektor gaya yang tidak seimbang. Besarnya massa yang ditambahkan atau dikurangi dapat diperoleh dari pengukuran dan perhitungan. Untuk dapat mengetahui vektor gaya yang tidak seimbang, digunakan instrumen pengukuran yang konfigurasinya tergantung pada metode yang dipakai untuk mengetahui *unbalance* suatu sistem rotari. Pada penelitian ini digunakan metode vektor.

Sinyal yang dihasilkan *proximity sensor* berupa sinyal pemicu (*trigger*), sehingga untuk pengukuran beda fasa dilakukan dengan metode *trigger-sensor* (Wowk, 1995). Dalam metode ini sudut fasa ditentukan positif jika berlawanan dengan arah putaran poros atau sudut adalah negatif jika searah dengan arah putaran poros. Sudut fasa diperoleh dari konversi sinyal *trigger* dan sinyal getaran seperti ditunjukkan pada Gambar 3. Selanjutnya sudut fasa dapat ditentukan dengan persamaan perhitungan beda fasa.



Gambar 4. Metode perhitungan sudut fasa dari sinyal getaran dan *trigger* (Wowk, 1995) (telah diolah kembali).

Metode *trigger-sensor* digunakan untuk menentukan beda fasa dengan menggunakan persamaan:

$$\Phi = \frac{t_1 - t_0}{T} \times 360^\circ \quad (3)$$

Beda fasa dinyatakan dengan  $\Phi$ , variabel  $t_1$  menyatakan waktu pada saat terjadi puncak pada gelombang respon getaran (gelombang sudah difilter untuk frekuensi putaran poros). Sedangkan  $t_0$  adalah waktu mulai/referensi dari sinyal yang dihasilkan oleh *proximity sensor* dan  $T$  adalah waktu satu putaran poros.

Unjuk kerja *balancing* yang telah dilakukan ditunjukkan dengan adanya reduksi getaran, yaitu penurunan besarnya respon getaran sistem poros-piringan setelah diseimbangkan. Reduksi getaran ditentukan dengan menggunakan Persamaan (4):

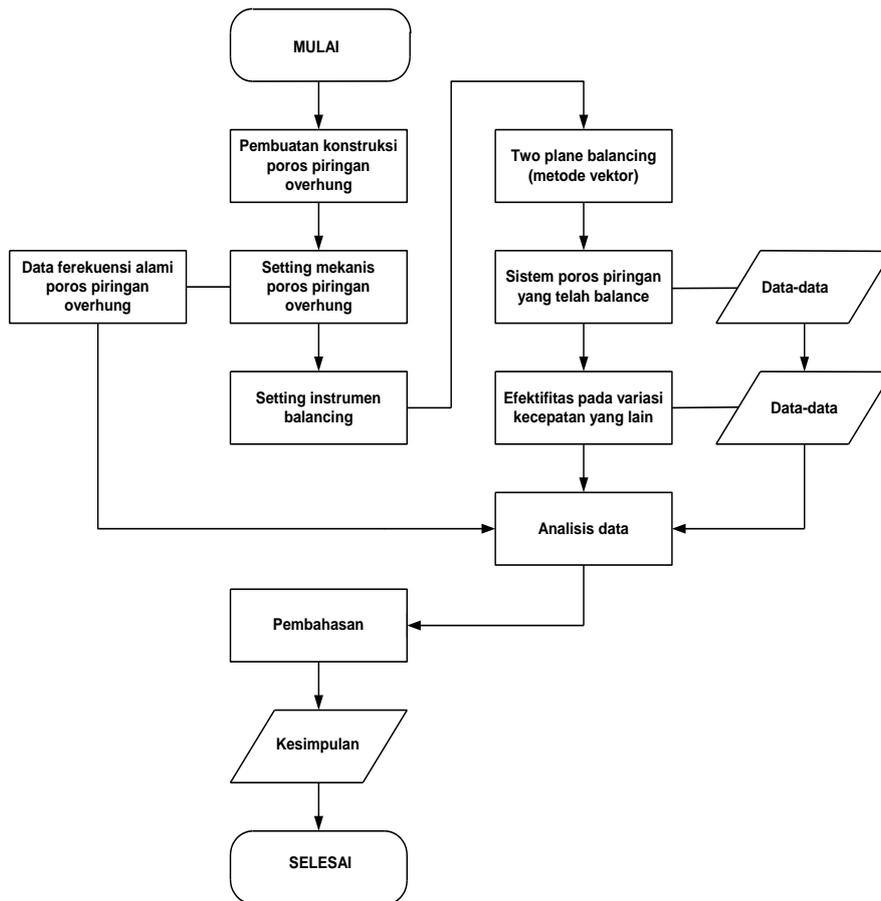
$$\% \text{ reduksi} = \frac{\text{amplitudo unbalance} - \text{amplitudo balance}}{\text{amplitudo unbalance}} \times 100\% \quad (4)$$

*Amplitudo unbalance* adalah besarnya respon getaran arah horisontal dan aksial yang terukur pada bantalan sisi NEAR, FAR setelah sistem poros-piringan dipasangkan massa *unbalance*. Sedangkan *amplitudo balance* merupakan besarnya respon getaran arah horisontal dan aksial yang terukur pada bantalan sisi NEAR, FAR setelah sistem poros-piringan dipasangkan massa penyeimbang (*counter unbalance*).

## METODOLOGI PENELITIAN

### Diagram Alir Penelitian

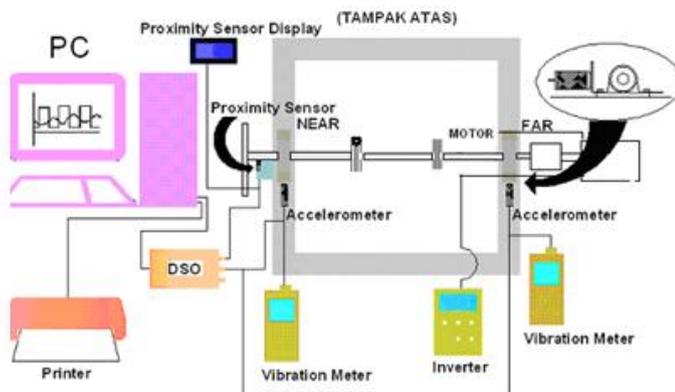
Rangkaian kegiatan penelitian seperti terlihat pada Gambar 5 berikut:



Gambar 5. Diagram alir penelitian.



(a)



(b)

Gambar 6. (a) *Rig balancing overhung* ; (b) Setting peralatan uji (Lab. Getaran mekanis Teknik Mesin FT UNS).

#### Alat dan Bahan

*Balancing* dilakukan pada sistem poros - piringan yang sudah tersedia di Laboratorium Getaran Mekanis Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik UNS. Konstruksi poros - piringan *overhung* dapat dilihat pada Gambar 6. Peralatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Alat *Simulator Two-Plane Balancing* struktur poros piringan *overhung*.

2. *Proximity sensor*
3. *Proximity sensor display* (Panel tachometer) LUTRON DT 236
4. *Piezoelectric accelerometer sensor*
5. *Vibration meter* LUTRON VB 8200
6. *Vibration meter* LUTRON VB 8202
7. DSO Autech 2 channel connect to PC
8. Komputer + Software Matlab 7.0.1
9. Printer Canon IP1000

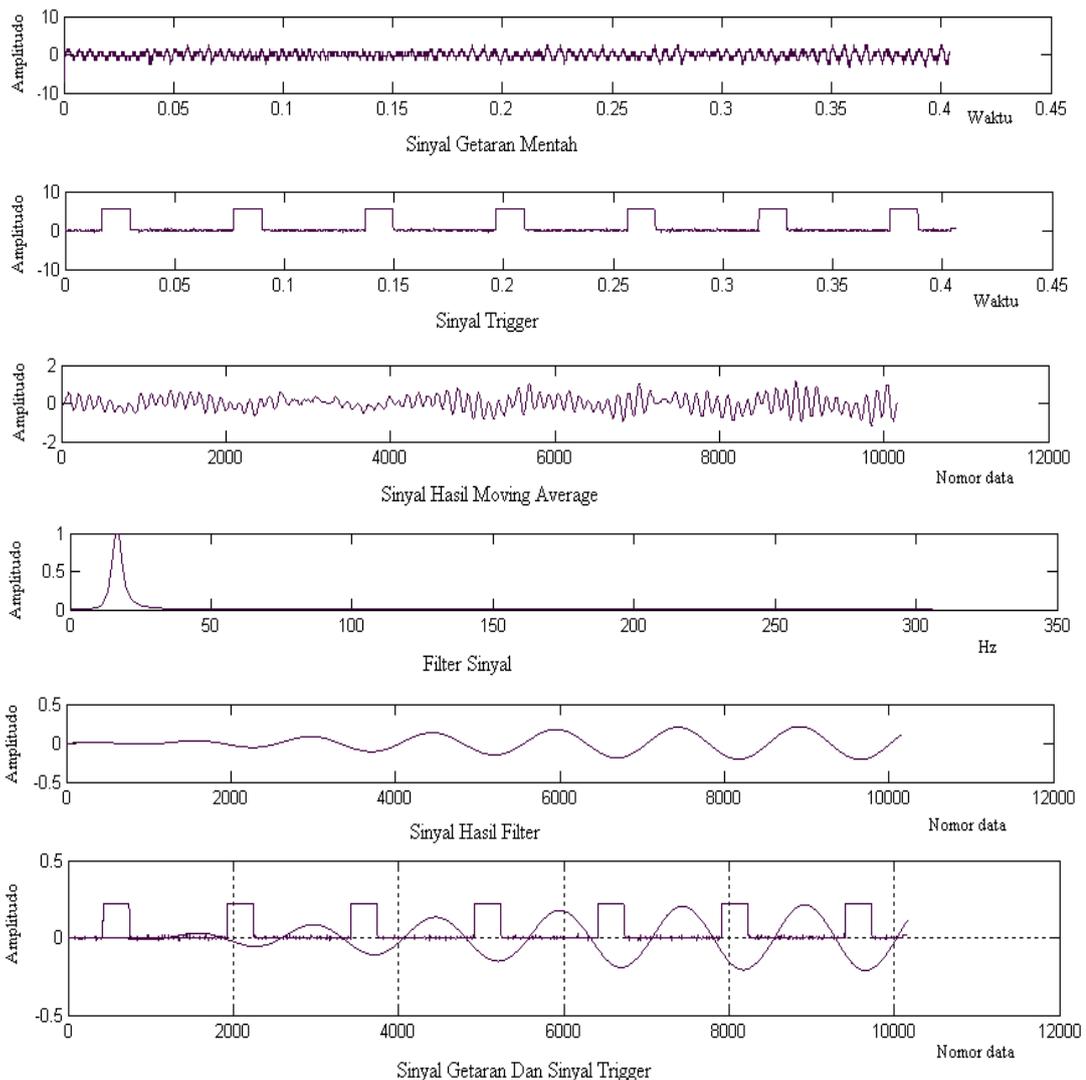
10. Motor listrik 3 *phasa*, dengan daya  $\frac{3}{4}$  HP
11. *Inverter* TOSHIBA dengan daya maksimal 1 HP
12. Kabel BNC
13. *Magnetic stand*
14. Timbangan digital dan seperangkat massa uji

### Komputer, Software Matlab, dan Printer

Komputer berfungsi untuk menampilkan sinyal getaran dan sinyal *trigger* yang diterima oleh DSO. Komputer dilengkapi dengan program yang terintegrasi dengan DSO sehingga data dapat direkam. Spesifikasi komputer yang digunakan pada penelitian ini yaitu *processor* Intel Celeron 1,8 GHz, 512 RAM dan *HardDisk* 40 GB. Penelitian ini mengembangkan program dengan *software* Matlab yang berfungsi untuk menunjukkan sinyal getaran yang sama dengan putaran poros. Program Matlab akan menganalisis sinyal *diskrit* yang disimpan dalam file *ekstensi* DSO. Algoritma pemrograman secara singkat sebagai berikut :

1. Membaca *file* data yang disimpan dalam FILE\_NAME.DSO

2. Menentukan parameter-parameter sinyal yang direkam, yaitu banyaknya data *diskrit* serta frekuensi *sampling* sesuai setting modul DSO
3. Memisahkan data sinyal getaran dari sinyal *trigger*. Sinyal getaran yang terekam mempunyai bentuk acak, sedangkan sinyal *trigger* berbentuk *impuls* yang lebar
4. Melakukan analisis sinyal untuk sinyal getaran, sedangkan untuk sinyal *trigger* tidak perlu dianalisis lebih lanjut. Untuk sinyal getaran dilakukan pengolahan sinyal dengan urutan sebagai berikut:
  1. Melakukan filter sinyal getaran dengan '*filter; moving average*'.
  2. Menentukan *centre* frekuensi untuk *Band Pass Filter* sesuai dengan frekuensi sinyal *trigger* (putaran poros dibagi 60) pada saat pengukuran getaran tersebut dilakukan
  3. Menampilkan sinyal getaran bersama dengan sinyal *trigger* dan kemudian dapat ditentukan beda fasa sinyal tersebut terhadap sinyal *trigger*.



Gambar 7. Hasil pengolahan sinyal dengan matlab.

### Percobaan *Balancing* Poros-Piringan

Prosedur pengambilan data dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memasang massa *unbalance* pada piringan *overhung* (beban ini tidak dilepas atau dipindahkan selama penelitian berlangsung).
2. Memutar sistem poros-piringan dengan jalan menghidupkan motor melalui *inverter* yang juga berfungsi untuk mengatur kecepatan putaran poros.
3. Menentukan putaran kritis sistem dengan jalan mencatat setiap perubahan amplitudo getaran pada bantalan sisi NEAR dan FAR arah horisontal yang ditampilkan pada *vibration meter*, untuk setiap perubahan putaran hingga 1400 rpm. Kemudian motor dimatikan.
4. Menghidupkan motor.
5. Mencatat penunjukan amplitudo getaran pada arah horisontal dan aksial bantalan sisi NEAR (N), sisi FAR (F) yang ditampilkan pada *vibration meter* setelah 3 menit berselang (getaran yang terjadi sudah stabil).
6. Merekam tampilan sinyal getaran pada arah horisontal dan aksial bantalan sisi NEAR, FAR menggunakan modul DSO yang mana akan digunakan untuk analisis beda fasanya. Kemudian mematikan motor.
7. Memasang massa uji (*trial mass*)  $W_{in}$  (dalam gram) ke piringan *counter* NEAR pada posisi  $0^0$  (segaris dengan plat *reflector tachometer*) atau dengan kata lain  $W_{in}$  dengan sudut offset  $30^0$ , selanjutnya melakukan prosedur nomer 4 dan 5. Penunjukan amplitudo getaran pada bantalan sisi NEAR dicatat sebagai N2, pada bantalan sisi FAR dicatat sebagai F2. Selanjutnya melakukan langkah nomer 6.
8. Memindahkan massa uji (*trial mass*)  $W_{in}$  (dalam gram) yang selanjutnya disebut sebagai  $W_{if}$  ke piringan *counter* FAR pada posisi  $0^0$  (segaris dengan plat *reflektor tachometer*) atau dengan kata lain  $W_{if}$  dengan sudut offset  $30^0$ , selanjutnya melakukan prosedur nomer 4 dan 5. Penunjukan amplitudo getaran pada bantalan sisi NEAR dicatat sebagai N3, pada bantalan sisi FAR dicatat sebagai F3. Selanjutnya melakukan langkah nomer 6.
9. Melakukan pengukuran beda fasa (mengolah hasil rekaman DSO) dengan program Matlab, dilanjutkan dengan melakukan perhitungan

massa *counter unbalance* beserta peletakannya dengan metode analisis vektor.

10. Memutar sistem yang telah diseimbangkan dan melakukan pengukuran nilai amplitudo akhir getaran pada bantalan arah horisontal dan aksial bantalan sisi NEAR ( $N_a$ ) dan FAR ( $F_a$ ) dengan *vibration meter*, kemudian dihitung reduksi getaran yang dihasilkan.
11. Melakukan langkah 4 s/d 10 untuk variasi putaran poros 600 rpm, 800 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, dan 1400 rpm.

### Penelitian Unjuk Kerja *Balancing* Serta Efektifitasnya

Setelah proses *balancing* selesai dilakukan (reduksi getaran pada bantalan sisi NEAR, FAR dan aksial masing-masing sekitar 50%), selanjutnya dilakukan pengujian untuk menentukan efektifitas *balancing* yang telah dilakukan terhadap putaran poros. Sistem poros-piringan hasil *balancing* tadi diputar pada variasi putaran 600 rpm, 800 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, dan 1400 rpm. Untuk tiap-tiap putaran ini dilakukan pengukuran besarnya amplitudo getaran arah horisontal dan aksial pada bantalan sisi NEAR, FAR.

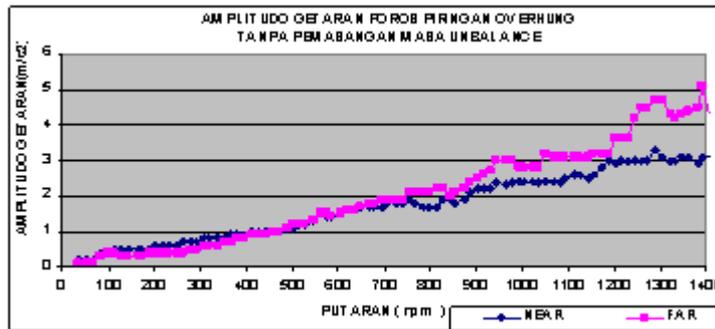
### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### Penentuan Putaran Kritis Sistem

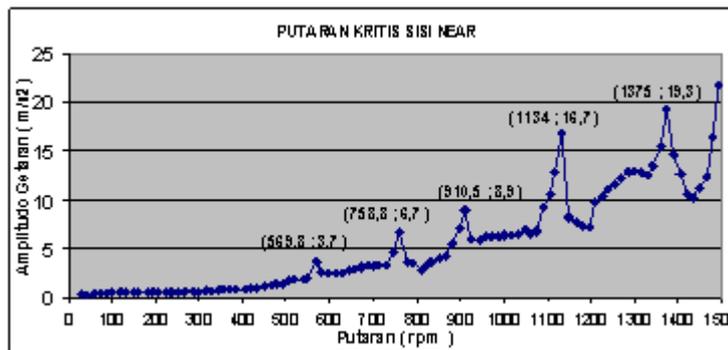
Pengambilan data diawali dengan melakukan pencatatan amplitudo getaran pada bantalan sisi NEAR dan sisi FAR arah horisontal, pada kondisi sistem poros-piringan tanpa pemasangan massa *unbalance*.

Dari Gambar 8 terlihat bahwa besarnya amplitudo getaran kondisi awal dari sistem poros-piringan *overhung* adalah kecil, bila dibandingkan hasil pencatatan amplitudo getaran sistem poros-piringan setelah dipasangkan massa *unbalance* (Gambar 9 dan Gambar 10). Dengan kata lain, kondisi awal dari sistem adalah seimbang

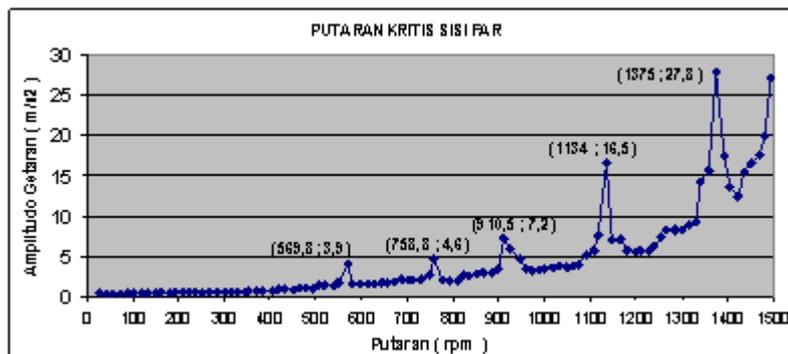
Selanjutnya untuk mengetahui putaran kritis (*critical speed*) sistem poros-piringan (setelah dipasangkan massa *unbalance*), dilakukan dengan jalan mencatat amplitudo getaran setiap perubahan putaran. Hasil pencatatan amplitudo getaran yang terukur pada bantalan sisi NEAR, FAR pada arah horisontal dan aksial pada arah horisontal terlihat pada Gambar 9, Gambar 10 dan Gambar 11.



Gambar 8. Hasil pencatatan amplitudo getaran pada bantalan sisi NEAR dan sisi FAR arah horisontal sistem poros - piringan *overhung* tanpa pemasangan massa *unbalance*.



Gambar 9. Penentuan putaran kritis sistem poros - piringan yang terukur pada bantalan sisi NEAR arah horisontal.



Gambar 10. Penentuan putaran kritis sistem poros - piringan yang terukur pada bantalan sisi FAR arah horisontal.



Gambar 11. Penentuan putaran kritis sistem poros - piringan yang terukur pada bantalan sisi NEAR arah aksial.

Dari Gambar 9, Gambar 10 dan Gambar 11 terlihat bahwa putaran kritis (*critical speed*) I, II, dan III berturut-turut terjadi pada 569,8 rpm (9,49 Hz), 758,8 rpm (12,64 Hz), 910,5 rpm (15,17 Hz), 1134 rpm (18,9 Hz) dan 1375 rpm (22,91 Hz). Dari ketiga gambar tersebut juga terlihat bahwa gaya sentrifugal akibat pemasangan massa *unbalance* akan meningkat seiring bertambahnya putaran poros (Wowk, 1994).

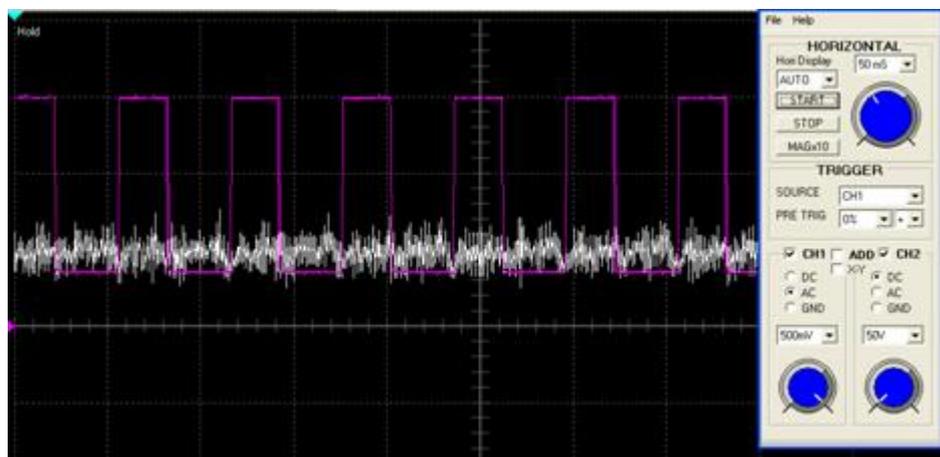
Berdasarkan putaran – putaran kritis yang didapat dari pencatatan tersebut maka diambil beberapa variasi putaran kerja yang bervariasi posisinya terhadap putaran kritis. Hal ini dilakukan untuk mengetahui efektivitas *balancing* tersebut apabila diputar tidak pada putaran kerjanya.

Sehingga dapat dikatakan bahwa *two-plane balancing* yang dilakukan pada lima variasi putaran poros :

1. 600 rpm : terletak diantara dengan kecepatan kritis I dan II ( 569,8 rpm )
2. 800 rpm : terletak diantara kecepatan kritis II dan III ( 758,8 rpm - 910,5 rpm )
3. 1000 rpm : terletak diantara kecepatan kritis III dan IV ( 910,5 rpm – 1134 rpm )
4. 1200 rpm : terletak diantara kecepatan kritis IV dan V ( 1134 rpm – 1375 rpm )
5. 1406 rpm : terletak diatas kecepatan kritis V ( 1375 rpm )

Dengan pemilihan variasi kecepatan putaran diatas yang mempunyai letak bervariasi terhadap putaran kritis dapat digunakan untuk mengetahui pengaruh efektivitas *balancing* terhadap putaran kritis dan penelitian efektivitas proses *two plane balancing* pada poros piringan *overhung*. Hal ini juga sebagai analisa dan pembuktian pendapat bahwa metode *balancing* yang sesuai untuk sistem poros-rotor *overhung* adalah metode *two plane balancing* (Wowk, 1994), dan sebuah hipotesa jika poros adalah poros *overhung*, maka sebaiknya dilakukan *balancing* di dekat frekuensi resonansinya (frekuensi alaminya) (Wowk, 1994).

### Hasil Two-Plane Balancing



Gambar 12. Tampilan sinyal getaran hasil rekaman modul DSO (contoh).

### Pengukuran Amplitudo dan Beda Fasa Sinyal Getaran

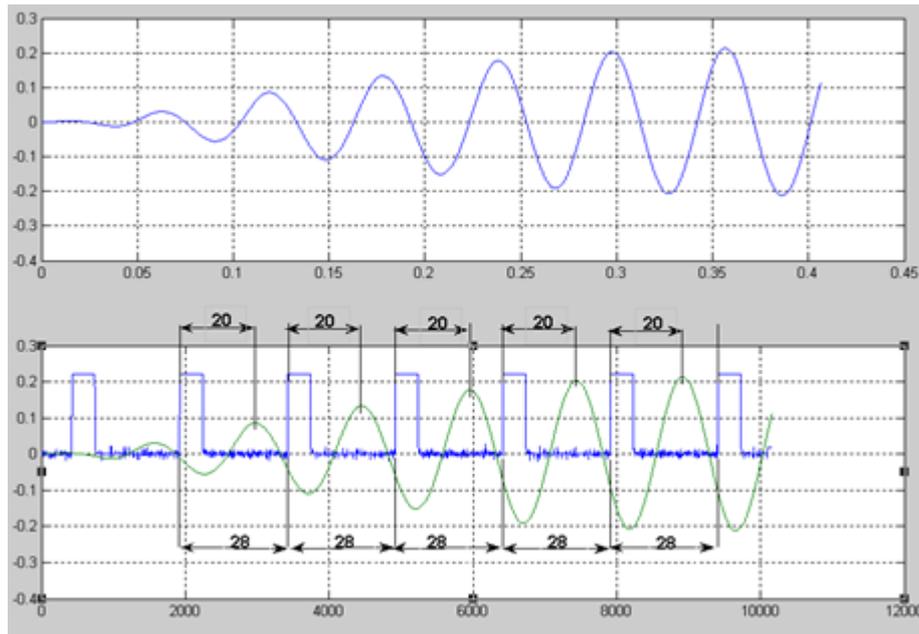
Besar amplitudo getaran yang diukur menggunakan *vibration meter* merupakan besar respon getaran arah horisontal yang dialami bantalan sisi NEAR dan FAR. Amplitudo getaran ini terukur dalam besaran RMS ( $m/s^2$ ).

Beda fasa sinyal getaran dari *piezoelectric accelerometer* terhadap sinyal *trigger* dari *proximity sensor*, diperoleh dengan terlebih dahulu mengolah sinyal getaran menggunakan program Matlab. Sinyal getaran yang berupa tegangan sebagai fungsi waktu diubah menjadi data diskrit menggunakan Digital Storage Oscilloscope (DSO) yang berfungsi sebagai Analog to Digital Converter (A/D C).

Terdapat beberapa ketentuan dalam proses pengukuran beda fasa yaitu:

1. Posisi *piezoelectric accelerometer* sejajar dengan *proximity sensor* sehingga sudut koreksi/massa uji untuk menentukan beda fasa ditentukan sebesar  $0^0$ . Setting ini menyebabkan sinyal getaran mempunyai fasa yang sama dengan sinyal *trigger* dengan offset  $30^0$ .
2. Jarak antara *impuls* sinyal *trigger* menyatakan satu putaran poros yakni sebesar  $360^0$  dan ditempuh dalam waktu  $1 / \text{frekuensi} = 60 / \text{rpm}$  poros.
3. Sinyal getaran tersusun dari penjumlahan sinyal-sinyal yang mengandung banyak frekuensi. Sinyal getaran yang telah difilter adalah sinyal frekuensi rpm poros / 60 yang kemudian diukur beda fasanya terhadap sinyal *trigger*.
4. Hasil olahan program Matlab ini tidak menunjukkan besarnya amplitudo getaran, namun hanya menunjukkan beda fasa sinyal getaran terhadap sinyal *trigger*.

Pengukuran beda fasa untuk tiap sinyal getaran yang telah difilter (*print out* hasil pengolahan program Matlab) dilakukan dengan merata-rata dan mengubah satuan panjang (mm) ke satuan derajat ( $^0$ ) secara perbandingan, sesuai dengan Persamaan 3 dan penjelasan pada Gambar 12.



Gambar 13. Pengukuran Beda Fasa Hasil Pengolahan Program Matlab (contoh).

Dari Gambar 12 diperoleh beda fasa sinyal getaran terhadap sinyal *trigger* dengan asumsi  $t$  dinyatakan dalam mm, adalah sebesar:

$$\Phi = \frac{t_1 - t_0}{T} \times 360^\circ$$

$$\Phi = \left( \frac{20\text{mm} + 20\text{mm} + 20\text{mm} + 20\text{mm} + 20\text{mm}}{5 \times 28\text{mm}} \right) \times 360^\circ = 252^\circ$$

**Pengolahan Data**

Selanjutnya data-data amplitudo dan beda fasa sinyal getaran digunakan untuk masukan (*input*) perhitungan massa penyeimbang (*counter unbalance*) secara vektor dengan bantuan program Matlab sesuai yang disarankan oleh Wowk (1994).

Data-data amplitudo dan beda fasa sinyal getaran yang diambil meliputi sistem poros-piringan kondisi pemasangan massa *unbalance*, kondisi pemasangan massa uji (*trial mass*) pada piringan sisi NEAR, kondisi pemasangan massa uji (*trial mass*) pada piringan sisi FAR, dan kondisi setelah sistem poros-piringan dipasangkan massa penyeimbang (*counter unbalance*) yang hanya dicatat amplitudo getarannya. Hasil pengujian menunjukkan adanya reduksi getaran yaitu penurunan besarnya respon getaran sistem poros-piringan setelah diseimbangkan.

*Balancing* dilakukan pada variasi putaran poros 600 rpm, 800 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, dan 1400 rpm. Sebelumnya ditentukan N, N2, N3 dan F, F2, F3 menunjukkan amplitudo getaran hasil pengukuran *vibration meter* dan menyatakan besarnya vektor. Beda fasa merupakan hasil pengolahan program Matlab dan menyatakan arah vektor. Metode analisis

vektor pada *balancing* variasi putaran poros 600 rpm dicontohkan sebagai berikut.

• **Data kondisi pemasangan massa *unbalance***

Bila pada piringan sisi NEAR dipasangkan massa *unbalance* yang tidak dilepas selama penelitian, maka akan diperoleh:

<u>SISI N</u>			<u>SISI F</u>		
N	=	2,6 m/s <sup>2</sup>	F	=	2,6 m/s <sup>2</sup>
Beda fasa	=	165,6 <sup>0</sup>	Beda fasa	=	345,6 <sup>0</sup>

• **Data karena pemasangan massa uji  $W_{tn}$  pada piringan sisi NEAR**

Bila pada piringan sisi NEAR dipasangkan massa uji  $W_{tn}$  (dalam gram) pada posisi 0<sup>0</sup> (segaris dengan plat *reflektor tachometer*), maka akan diperoleh:

<u>SISI N</u>			<u>SISI F</u>		
N2	=	2,2 m/s <sup>2</sup>	F2	=	2,3 m/s <sup>2</sup>
Beda fasa	=	93,6 <sup>0</sup>	Beda fasa	=	169,2 <sup>0</sup>

• **Data karena pemasangan massa uji  $W_{tf}$  pada piringan sisi FAR**

Bila pada piringan sisi FAR dipasangkan massa uji  $W_{tf}$  (dalam gram) pada posisi 0<sup>0</sup>, dengan  $W_{tn}$  dilepas terlebih dahulu, maka akan diperoleh:

<u>SISI N</u>			<u>SISI F</u>		
N3	=	2,0 m/s <sup>2</sup>	F3	=	1,7 m/s <sup>2</sup>
Beda fasa	=	252 <sup>0</sup>	Beda fasa	=	230,4 <sup>0</sup>

Data-data yang diperoleh di atas selanjutnya dianalisis dengan langkah - langkah sebagai berikut:

**Langkah I (Konversi data polar menjadi bentuk rectangle)**

N	=	2,6	<	165,6 <sup>0</sup>	=	-2,5138	+ j	0,6465
N2	=	2,2	<	93,6 <sup>0</sup>	=	-0,1381	+ j	2,1956
N3	=	2,0	<	252 <sup>0</sup>	=	-0,6180	- j	1,9021
F	=	2,6	<	345,6 <sup>0</sup>	=	2,5183	- j	0,6465
F2	=	2,3	<	169,2 <sup>0</sup>	=	-2,2592	+ j	0,4309
F3	=	1,7	<	230,4 <sup>0</sup>	=	-1,0836	- j	1,3098

**Langkah II (Menentukan parameter A, B, αA, βB, αβ, βF dan αN)**

$F2 - F = \alpha(N2 - N) = \alpha A$   
 Dari persamaan diatas, maka,

A	=	N2 - N	=	2,3801	+ j	1,5491	=	2,8402	<	33,05 <sup>0</sup>
αA	=	F2 - F	=	-4,7775	- j	1,0774	=	4,8974	<	167,28 <sup>0</sup>

$$\alpha = \frac{F2 - F}{N2 - N} = \frac{-4,8974 < 167,28^0}{2,8402 < 33,05^0}$$

$$= 1,7243 < 134,24^0$$

dan dari persamaan:  
 $N3 - N = \beta(F3 - F) = \beta B$

B	=	F3 - F	=	-3,6019	- j	0,6633	=	3,6627	<	-169,56 <sup>0</sup>
βB	=	N3 - N	=	1,9003	- j	2,5486	=	3,1793	<	-53,29 <sup>0</sup>

$$\beta = \frac{N3 - N}{F3 - F} = \frac{3,1793 < -53,29^0}{-3,6627 < 10,43^0}$$

$$= 0,8680 < 116,27^0$$

sehingga:

αβ	=	1,4966	<	-109,47 <sup>0</sup>	=	-0,4988	- j	1,4110
βF	=	2,2568	<	101,87 <sup>0</sup>	=	-0,4645	+ j	2,2084
αN	=	4,47558	<	299,84 <sup>0</sup>	=	2,2313	- j	3,8883

**Langkah III (Menghitung βF - N, αN - F, dan 1 - αβ)**

βF - N	=	2,0538	+ j	1,5619	=	2,5801	<	37,25 <sup>0</sup>
αN - F	=	-0,2870	- j	3,2418	=	3,2576	<	-95,06 <sup>0</sup>
1 - αβ	=	1,4988	+ j	1,4110	=	2,8391	<	58,13 <sup>0</sup>

**Langkah IV (Menentukan θ, φ, W<sub>bn</sub> dan W<sub>bf</sub>)**

$$\theta = \frac{(\beta F - N)}{(1 - \alpha\beta)A} = \frac{2,5801 < 37,25^0}{5,8477 < 76,31^0} = 0,4413 < -39,06^0$$

$$\phi = \frac{(\alpha N - F)}{(1 - \alpha\beta)B} = \frac{-3,2576 < 84,94^0}{-10,3987 < 68,56^0} = 0,4317 < 31,23^0$$

W <sub>bn</sub>	=	θ W <sub>tn</sub>		
	=	0,4413 < -53,93 <sup>0</sup>	x	30,02 < 0 <sup>0</sup>
	=	13,2469 < -39,06 <sup>0</sup>		

Massa penyeimbang sisi FAR (W<sub>bf</sub>) dan peletakannya:

W <sub>bf</sub>	=	φ W <sub>tf</sub>		
	=	0,4317 < 31,23 <sup>0</sup>	x	30,02 < 0 <sup>0</sup>
	=	12,9602 < 31,23 <sup>0</sup>		

diperoleh:

- Massa penyeimbang sisi NEAR (W<sub>bn</sub>) dan peletakannya:

Pengecekan metode analisis vektor pada prosedur di atas adalah sebagai berikut:

$$-N = \theta A + \phi \beta B$$

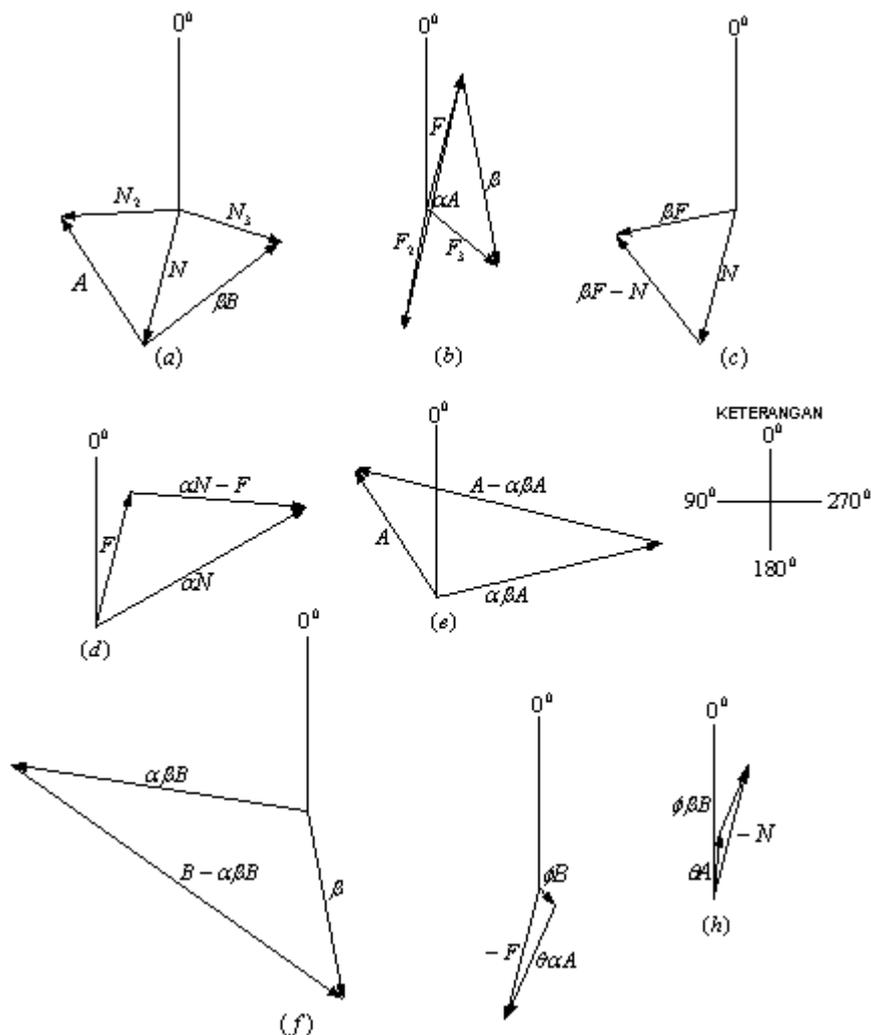
$$-F = \phi \beta B + \theta \alpha A$$

dengan:

$\theta A$	=	0,4413	<	$-39,06^0$	x	2,8402	<	$33,05^0$
	=	1,2533	<	$-6,01^0$				
	=	1,2464	-j	0,1312				
$\phi \beta B$	=	0,4317	<	$31,23^0$	x	3,1793	<	$-53,29^0$
	=	1,3725	<	$-22,06^0$				
	=	1,2720	-j	0,5154				
$\phi \beta B$	=	0,4317	<	$31,23^0$	x	3,6627	<	$-169,56^0$
	=	1,5811	<	$-138,33^0$				
	=	-1,1810	-j	1,0511				
$\theta \alpha A$	=	0,4413	<	$-39,06^0$	x	4,8974	<	$167,28^0$
	=	2,1612	<	$128,22^0$				
	=	-1,3370	+j	1,6979				

sehingga:

$-N$	=	2,5184	-j	0,6466	=	2,6	<	$-14,39^0$
$-F$	=	-2,5180	+j	0,6468	=	2,6	<	$165,61^0$



Gambar 14. (a),(b),(c),(d),(e),(f),(g),(h) Visualisasi vektor proses *two-plane balancing* variasi putaran poros 600 rpm (contoh).

Prosedur analisis vektor di atas, dalam penelitian ini telah dilakukan dengan menggunakan program Matlab. Secara grafis, perhitungan ditunjukkan pada Gambar 14 .

Hasil analisis vektor pada proses *two-plane balancing* dengan bantuan program Matlab untuk masing-masing variasi putaran poros berturut-turut ditunjukkan pada Tabel 1, Tabel 2, Tabel 3, Tabel 4, dan Tabel 5 berikut.

Tabel 1. Data hasil *two - plane balancing* variasi putaran poros 600 rpm.

No.	Data Pengukuran	Kode	Amplitudo (m/s <sup>2</sup> )	Beda Fasa (°)
1.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi NEAR	N	2,6	165,6
2.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi FAR	F	2,6	345,6
3.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di NEAR	N2	2,2	93,6
4.	Sisi FAR, massa uji dipasang di NEAR	F2	2,3	169,2
5.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di FAR	N3	2,0	252
6.	Sisi FAR, massa uji dipasang di FAR	F3	1,7	230,4
	<b>Data massa uji (trial mass)</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
7.	Massa uji dipasang di NEAR	Wtn	30,02	0
8.	Massa uji dipasang di FAR	Wtf	30,02	0
	<b>Hasil Perhitungan Massa Penyeimbang</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
9.	Massa penyeimbang sisi NEAR	Wbn	13.24	-39.06
10.	Massa penyeimbang sisi FAR	Wbf	12.96	31.23
	<b>Data Hasil Balancing</b>	<b>Kode</b>	<b>Amplitudo (m/s<sup>2</sup>)</b>	<b>Reduksi (%)</b>
11.	Getaran akhir sisi NEAR	Na	0,9	65,38
12.	Getaran akhir sisi FAR	Fa	1,0	61,53

Tabel 2. Data hasil *two - plane balancing* variasi putaran poros 800 rpm.

No.	Data Pengukuran	Kode	Amplitudo (m/s <sup>2</sup> )	Beda Fasa (°)
1.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi NEAR	N	9,0	339,42
2.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi FAR	F	7,2	205,71
3.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di NEAR	N2	8,4	288
4.	Sisi FAR, massa uji dipasang di NEAR	F2	3,2	108
5.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di FAR	N3	8,0	10,28
6.	Sisi FAR, massa uji dipasang di FAR	F3	4,2	41,14
	<b>Data massa uji (trial mass)</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
7.	Massa uji dipasang di NEAR	Wtn	30,02	0
8.	Massa uji dipasang di FAR	Wtf	30,02	0
	<b>Hasil Perhitungan Massa Penyeimbang</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
9.	Massa penyeimbang sisi NEAR	Wbn	27.62	-62.06
10.	Massa penyeimbang sisi FAR	Wbf	13.32	68.91
	<b>Data Hasil Balancing</b>	<b>Kode</b>	<b>Amplitudo (m/s<sup>2</sup>)</b>	<b>Reduksi (%)</b>
11.	Getaran akhir sisi NEAR	Na	4,6	48,88
12.	Getaran akhir sisi FAR	Fa	3,0	58,33

Tabel 3. Data hasil *two - plane balancing* variasi putaran poros 1000 rpm.

No.	Data Pengukuran	Kode	Amplitudo (m/s <sup>2</sup> )	Beda Fasa (°)
1.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi NEAR	N	6,8	252
2.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi FAR	F	6,5	288
3.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di NEAR	N2	5,2	42
4.	Sisi FAR, massa uji dipasang di NEAR	F2	5,0	288
5.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di FAR	N3	5,2	84
6.	Sisi FAR, massa uji dipasang di FAR	F3	4,4	312
	<b>Data massa uji (<i>trial mass</i>)</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
7.	Massa uji dipasang di NEAR	Wtn	30,02	0
8.	Massa uji dipasang di FAR	Wtf	30,02	0
	<b>Hasil Perhitungan Massa Penyeimbang</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
9.	Massa penyeimbang sisi NEAR	Wbn	65.96	-83.47
10.	Massa penyeimbang sisi FAR	Wbf	68.17	63.94
	<b>Data Hasil Balancing</b>	<b>Kode</b>	<b>Amplitudo (m/s<sup>2</sup>)</b>	<b>Reduksi (%)</b>
11.	Getaran akhir sisi NEAR	Na	3,5	48,52
12.	Getaran akhir sisi FAR	Fa	3,0	53,84

Tabel 4. Data hasil *two - plane balancing* variasi putaran poros 1200 rpm.

No.	Data Pengukuran	Kode	Amplitudo (m/s <sup>2</sup> )	Beda Fasa (°)
1.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi NEAR	N	10,2	0
2.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi FAR	F	10,5	280,8
3.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di NEAR	N2	8,2	57,6
4.	Sisi FAR, massa uji dipasang di NEAR	F2	9,0	158,4
5.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di FAR	N3	7,5	115,2
6.	Sisi FAR, massa uji dipasang di FAR	F3	8,3	201,6
	<b>Data massa uji (<i>trial mass</i>)</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
7.	Massa uji dipasang di NEAR	Wtn	30,02	0
8.	Massa uji dipasang di FAR	Wtf	30,02	0
	<b>Hasil Perhitungan Massa Penyeimbang</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (°)</b>
9.	Massa penyeimbang sisi NEAR	Wbn	32.68	-77.03
10.	Massa penyeimbang sisi FAR	Wbf	35.86	52.82
	<b>Data Hasil Balancing</b>	<b>Kode</b>	<b>Amplitudo (m/s<sup>2</sup>)</b>	<b>Reduksi (%)</b>
11.	Getaran akhir sisi NEAR	Na	4,9	51,96
12.	Getaran akhir sisi FAR	Fa	4,2	60

Tabel 5. Data hasil *two - plane balancing* variasi putaran poros 1406 rpm.

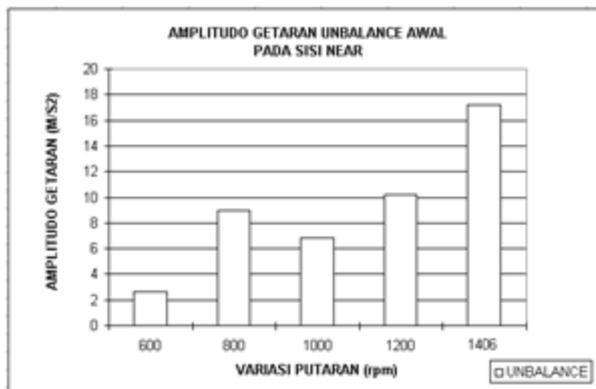
No.	Data Pengukuran	Kode	Amplitudo (m/s <sup>2</sup> )	Beda Fasa (°)
1.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi NEAR	N	17,2	270
2.	Kondisi <i>unbalance</i> sisi FAR	F	33,4	324
3.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di NEAR	N2	16,6	207
4.	Sisi FAR, massa uji dipasang di NEAR	F2	25,8	252
5.	Sisi NEAR, massa uji dipasang di FAR	N3	16,1	36

6.	Sisi FAR, massa uji dipasang di FAR	F3	30,8	270
	<b>Data massa uji (trial mass)</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (<math>^{\circ}</math>)</b>
7.	Massa uji dipasang di NEAR	Wtn	30,02	0
8.	Massa uji dipasang di FAR	Wtf	30,02	0
	<b>Hasil Perhitungan Massa Penyeimbang</b>	<b>Kode</b>	<b>Massa (gram)</b>	<b>Sudut (<math>^{\circ}</math>)</b>
9.	Massa penyeimbang sisi NEAR	Wbn	26.12	-47.25
10.	Massa penyeimbang sisi FAR	Wbf	3.31	-25.39
	<b>Data Hasil Balancing</b>	<b>Kode</b>	<b>Amplitudo (<math>m/s^2</math>)</b>	<b>Reduksi (%)</b>
11.	Getaran akhir sisi NEAR	Na	8,0	53,48
12.	Getaran akhir sisi FAR	Fa	11,1	66,76

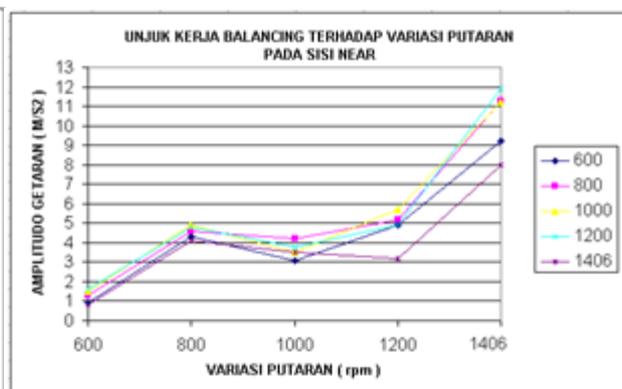
Berdasarkan hasil *two - plane balancing* pada lima putaran poros seperti terlihat pada Tabel 1, Tabel 2, Tabel 3, Tabel 4, dan Tabel 5, dapat diketahui reduksi getaran minimal 48,52% pada putaran 1000 rpm dan maksimal mencapai 66,76% pada putaran 1406 rpm. Hasil reduksi yang dapat dicapai dari hasil *balancing* yang dilakukan menunjukkan bahwa metode *balancing two plane* ini dapat digunakan untuk poros piringan *overhung*.

#### Unjuk Kerja *Two - Plane Balancing* dan Efektifitasnya

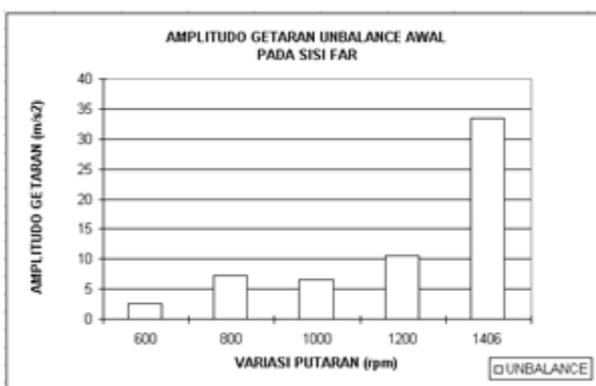
Setelah prosedur *balancing* pada putaran poros 600 rpm, 800 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, dan 1406 rpm selesai dilakukan dan menghasilkan reduksi getaran pada bantalan sisi NEAR dan FAR mencapai sekitar 50%, sistem yang sudah seimbang tersebut masing-masing diputar pada putaran poros yang lain untuk mengetahui unjuk kerja dari *balancing* yang telah dilakukan terhadap perubahan putaran, dan efektifitas *balancing* yang dilakukan tidak pada putaran kerjanya.



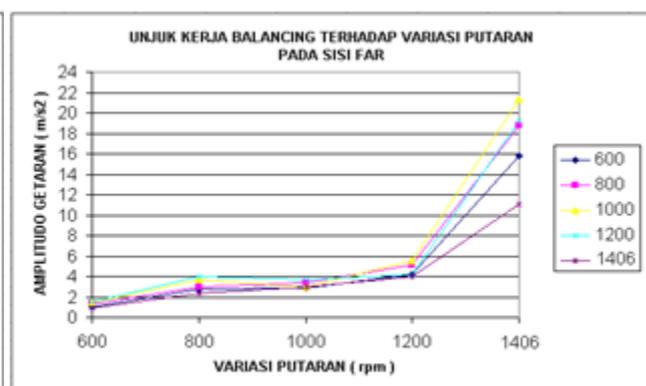
Gambar 15. Grafik amplitudo getaran *unbalance* awal yang terukur pada bantalan sisi NEAR.



Gambar 16. Grafik unjuk kerja *balancing* yang terukur pada bantalan sisi NEAR.

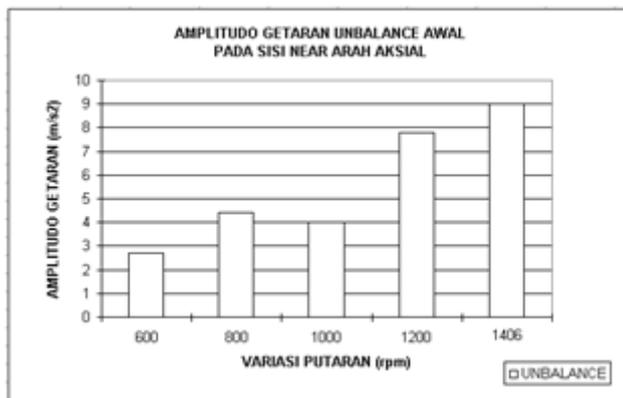


Gambar 17. Grafik amplitudo getaran *unbalance* awal



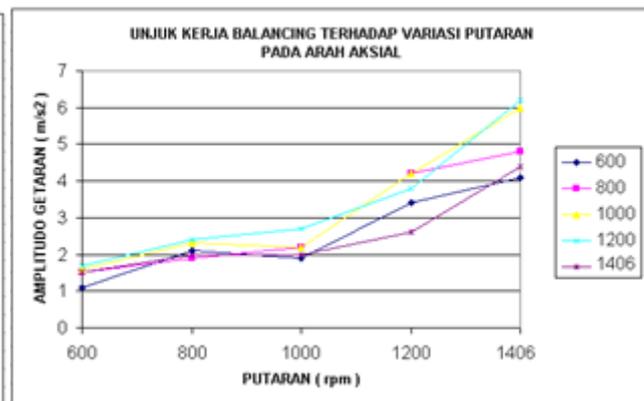
Gambar 18. Grafik unjuk kerja *balancing*

yang terukur pada bantalan sisi FAR.



Gambar 19. Grafik amplitudo getaran *unbalance* awal yang terukur pada bantalan sisi aksial.

yang terukur pada bantalan sisi FAR.



Gambar 20. Grafik unjuk kerja *balancing* yang terukur pada bantalan sisi aksial.

Dari Gambar 19 dan Gambar 20 menunjukkan bahwa struktur *overhung* menimbulkan getaran yang besar pada arah aksial atau sejajar sumbu poros. Dari *balancing* yang dilakukan dapat mengurangi besarnya getaran aksial ini sampai dengan 46,34 % pada kecepatan putaran 1406 rpm. Dari Gambar 16, 18 dan 20 terlihat bahwa kondisi dari sebuah sistem putar yang sudah seimbang (*balance*), belum tentu akan dapat mempertahankan kondisi seimbangnya apabila diputar pada putaran poros yang lain. Hal ini diakibatkan oleh pengaruh massa penyeimbang (*counter unbalance*) pada poros fleksibel akan berubah sejalan dengan perubahan daerah putaran kerja.

Dari Gambar 16, 18 dan 20 terlihat bahwa *balancing* yang dilakukan pada variasi putaran poros 800, 1000 rpm dan 1200 rpm adalah relatif tidak efektif dilakukan, dibandingkan variasi putaran yang lain. Pada putaran poros 800 sebenarnya sudah menunjukkan unjuk kerja yang lebih baik apabila diputar tidak pada putaran kerjanya dibandingkan dengan *balancing* yang dilakukan pada variasi putaran 1000 rpm, dan 1200 rpm.

Sebagai contoh, sewaktu poros diseimbangkan pada putaran 1000 rpm menghasilkan kondisi seimbang yang amplitudo getarannya sama dengan hasil *balancing* pada putaran 600 rpm dan 1406 rpm yang diputar pada putaran 1000 rpm. Namun ketika ketiganya (hasil *balancing* pada 600 rpm, 1000 rpm, dan 1406 rpm diputar pada putaran yang lain (800 rpm dan 1406 rpm), menunjukkan bahwa hasil *balancing* pada putaran poros 1000 rpm tidak dapat mempertahankan kondisi seimbangnya.

*Balancing* yang dilakukan pada variasi putaran poros 600 rpm, dan 1406 rpm adalah relatif efektif dilakukan, dibandingkan variasi putaran yang lain seperti terlihat pada Gambar 16, 18 dan Gambar 20. Hasil *balancing* pada kedua putaran tersebut terlihat mampu mempertahankan kondisi seimbangnya sewaktu diputar pada putaran poros yang lain yang

bukan merupakan putaran kerjanya. Putaran 1406 rpm menunjukkan unjuk kerja terbaik dan paling efektif dilakukan dibandingkan dengan variasi putaran yang lain. Berkaitan dengan kecepatan – kecepatan kritis, putaran 600 dan 1406 berada sangat dekat dengan putaran kritis I dan V. Pada putaran 600 rpm dekat putaran kritis I (569,8 rpm). Sedangkan putaran 1406 adalah putaran yang juga dekat dengan putaran kritis V (1375 rpm).

Putaran kritis ( I, II, III, IV, V ) sebenarnya terletak pada titik putaran tertentu yang diambil dari pencatatan amplitudo getaran terhadap perubahan kecepatan putarnya dengan nilai amplitudo yang besar seperti yang terlihat pada Gambar 9, Gambar 10, dan Gambar 11. Amplitudo getaran yang besar dan menonjol pada putaran kritis ini mempunyai pengaruh terhadap amplitudo getaran pada putaran yang lain disekelilingnya yang cenderung besar pula. Sehingga daerah disekitar putaran kritis dengan interval tertentu dapat dikatakan mendekati atau sebagai putaran kritis. Getaran pada struktur umumnya memiliki rasio redaman ( $\zeta$ ) sebesar 0,05 (Abidin, 2008). Ketajaman resonansi yang merupakan *range* resonansi kritis (pita sisi atau *sidebands*) pada kedua sisi mempunyai nilai  $2\zeta$  atau 10% (Thomson, 1986).

Dari Gambar 9, 10, dan 11 adalah gambar yang menunjukkan putaran kritis dan nilai amplitudo getaran yang diambil pada sisi NEAR, sisi FAR dan sisi NEAR arah aksial. Maka dapat ditentukan daerah yang termasuk dalam daerah ketajaman resonansi atau *range* putaran kritis (*sidebands*) tiap sisi dengan interval 5% yaitu :

1. Putaran kritis I (569,8 rpm) : 541,3rpm–598,2 rpm
2. Putaran kritis II (758,8 rpm) : 720,8rpm–796,7 rpm
3. Putaran kritis III (910,5 rpm) : 864,9rpm–956 rpm

4. Putaran kritis IV (1134 rpm) :1077,3rpm–1190,7 rpm
5. Putaran kritis V (1375 rpm) :1306,2rpm–1443,7 rpm

Berdasarkan interval diatas putaran 1406 rpm merupakan putaran kritis dengan selisih yang dekat dengan putaran kritis puncak atau putaran kritis yang sebenarnya (31 rpm), hasil *balancing* dan efektifitas pada putaran ini baik. Putaran 600 rpm tidak masuk pada interval putaran kritis namun secara relatif posisi terhadap *range* putaran kritis sangat dekat, hasil *balancing* dan efektifitasnya juga masih baik walaupun tidak sebaik *balancing* pada putaran 1406 rpm. Putaran 1000 rpm dan 1200 rpm juga berada di diluar dari interval kritis dan didapat hasil *balancing* dan efektifitasnya rendah.

Pada variasi putaran poros 1406 rpm adalah yang paling efektif dilakukan, yang diindikasikan dengan kemampuan hasil *balancing* pada putaran tersebut mempertahankan kondisi seimbangnya, serta respon getarannya paling kecil dibandingkan dengan variasi putaran yang lain, sewaktu diputar pada putaran poros yang lain. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran maka semakin besar gaya sentrifugal yang terjadi. Dengan getaran yang terjadi semakin besar sehingga semakin mudah dilakukan pengukuran terhadap amplitudo dan fasa dengan teliti, yang akan berpengaruh pada hasil perhitungan massa penyeimbang (*counter unbalance*) (Abidin, 2007).

Dari fenomena ini menunjukkan bahwa *balancing* untuk sistem poros piringan *overhung* relatif efektif dilakukan didekat putaran kritis. Hal ini sesuai dengan hipotesa dari tinjauan pustaka yaitu jika poros piringan dengan konstruksi adalah *overhung* sebaiknya dilakukan *balancing* di dekat frekuensi resonansinya (frekuensi alaminya) (Wowk, 1994).

*Balancing* yang dilakukan pada variasi putaran poros 600 rpm (di antara putaran kritis I-II sistem) memiliki keunggulan bila ditinjau dari segi keamanan saat dilakukan proses *balancing*. Hal ini ditunjukkan pada hasil *balancing* yang dilakukan pada variasi putaran tersebut (terlihat pada Gambar 16, Gambar 18 dan Gambar 20) hampir sama baiknya dengan hasil *balancing* yang dilakukan pada 1406 rpm walaupun pada putaran 600 rpm ini tidak masuk dalam interval putaran kritis tetapi relatif dekat letaknya hanya berselisih 1,8 rpm dari interval tersebut sehingga hasil *balancing* dan efektifitasnya baik. Dengan kata lain, hanya diperlukan putaran yang rendah untuk mendapatkan hasil *balancing* yang baik, oleh karena itu lebih aman untuk dilakukan karena getaran yang terjadi relatif lebih kecil.

Hal ini juga dilakukan oleh Shi (2005) telah mengembangkan metode *balancing* untuk poros yang bekerja pada kecepatan putar tinggi tetapi dengan mem-*balancing* poros tersebut pada kecepatan putar lebih rendah. Kecepatan putar poros untuk *balancing* putaran rendah yaitu berada diantara

kecepatan kritis I dan kecepatan kritis II dari sistem poros-rotor hasilnya menunjukkan reduksi getaran > 50 %. Dengan demikian *balancing* untuk sistem poros piringan *overhung* lebih menguntungkan dilakukan pada putaran rendah dan dilakukan di dekat frekuensi resonansinya.

Dari penelitian ini dapat diketahui bahwa data pencatatan dan pengetahuan tentang frekuensi – frekuensi alami sistem sangat penting. Dengan data ini dapat ditentukan posisi kecepatan putar untuk dilakukanya *balancing* kecepatan yang tepat.

## KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian dan analisa data yang telah dilakukan, dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Proses *two - plane balancing* pada poros piringan *overhung* dengan metode analisis vektor menggunakan pengukuran beda fasa respon getaran, pada penelitian ini menghasilkan reduksi getaran antara 48,52% sampai dengan 66,76%.
2. Untuk sistem poros piringan *overhung*, *balancing* yang dilakukan pada putaran yang dekat dari putaran kritis sistem adalah relatif efektif.
3. Untuk sistem poros piringan *overhung*, *balancing* yang dilakukan pada putaran yang jauh dengan putaran kritis sistem adalah relatif tidak efektif.
4. *Balancing* yang dilakukan pada putaran rendah, memiliki keunggulan apabila ditinjau dari segi keamanan saat dilakukan proses *balancing*, yaitu getaran yang lebih kecil pada saat dilakukan proses *balancing*.

## Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, penulis menyarankan beberapa hal berikut:

1. Perlu dilakukan penentuan kedudukan putaran – putaran kritis dengan lebih tepat.
2. Perlu dikembangkan metode pengukuran beda fasa yang lebih teliti.
3. Perlu diadakan penelitian dengan menggunakan metode lain untuk mendapatkan hasil *balancing* yang lebih baik.

## DAFTAR PUSTAKA

Abidin, Zainal., 1996, *Vibration Monitoring Balancing/Alignment*, LPM - ITB, Bandung.

Abidin, Zainal., 2007, *Mailing List*.

Dimaragonas, Andrew D., Sam Haddad., 1992, *Vibration for Engineers*, Prentice-Hall International Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.

Entek IRD, 1996, *Dynamic Balancing*, The Machinery Information Company, Entek IRD

- International Company 1700 Edison Dr. Milford Ohio USA.
- Holowenko, A.R., 1980, *Dinamika Permesinan*, Erlangga, Jakarta.
- Jabir, Ahmad., 2003, "Perilaku Dinamik Sistem Poros Rotor dengan Cacat Retak Transversal, Sainstek", Lembaga Penelitian Universitas 17 Agustus Surabaya, *Jurnal Ilmiah dan Rekayasa*, Vol. 7, No 1, hal 25 – 37,
- Mobley, R Keith., 1999, *Vibration Fundamentals*, Plant Engineering Maintenance Series, Newnes Butterworth Heinemann, Boston.
- Shi, Liu., 2005, "A Modified Balancing Method for Flexible Rotor Based on Multi-sensor Fusion, The State Key Laboratory for Manufacturing System Engineering", Xi'an Jiaotong University, *Journal of Applied Sciences*, Vol. 5, No 3, pp. 465 – 495.
- Structures/Motion Lab. 20-263-571, section 001, 002, 003, Hewlet Packard, 2003.
- Sutaryono., 2003, Pengukuran dan Analisa Vibrasi Dalam Pemeliharaan Pompa Sirkulasi Cosorb di Unit Cosorb PT. Pupuk Kujang Cikampek Jawa Barat, *Laporan Kerja Praktek SI Teknik Mesin*, FT UNS Surakarta.
- Tim Getaran Mekanis., 2002, *Panduan Praktikum Fenomena Dasar Mesin, sub Getaran Mekanis, modul III. Balancing Empat Putaran (Four - run balancing)*, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret, Surakarta.
- Thomson., 1986, *Teori Getaran Dengan Penerapan*, Erlangga, Jakarta.
- Wowk, Victor., 1995, *Machinery Vibration, Balancing*, McGraw - Hill Inc, New York.
- Yongzhao, Yao., and Huasheng, Zhang., 1999, *Vibration Fault Diagnosis of Gas Compressor and Motor*, Dongming Petrochem Group Co. Ltd.
- Zhou, Shiyu., and Shi Jianjun., 2001, "Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey", *The Shock and Vibration Digest*. Vol. 33, No. 4, pp. 361 – 371 © Sage Publications.

[www.migas-indonesia.com](http://www.migas-indonesia.com)