

# PENGUJIAN GETARAN KOPLING FLENS AKIBAT PENYIMPANGAN PARALLEL PADA ARAH HORIZONTAL.

Oleh :  
Novi Saksono BM

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



## Abstrak

Kopling tetap digunakan untuk meneruskan daya dan putaran dari poros penggerak ke poros yang digerakkan, dimana posisi sumbu poros yang dihubungkan oleh kopling tetap harus berada pada satu garis lurus. Posisi sumbu poros yang tidak berada pada satu garis lurus disebut dengan ketidaksesumbuan (*misalignment*). Jenis ketaksesumbuan yang mungkin terjadi adalah ketidaksesumbuan parallel, ketidaksesumbuan sudut atau gabungan ketidaksesumbuan parallel dan sudut. Ketidaksesumbuan kopling tetap akan mengakibatkan timbulnya getaran, getaran yang berlebihan dalam jangka waktu yang lama akan mengakibatkan kerusakan pada komponen-komponen mesin. Kondisi ketidaksesumbuan ini merupakan masalah yang sering terjadi di industri. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui ciri getaran yang timbul akibat ketidaksesumbuan parallel kopling tetap. Jenis kopling tetap yang digunakan adalah kopling flens. Analisis statik dan dinamik hasil rancangan dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak MSC. Nastran 4.5. Analisis statik dan dinamik dilakukan untuk mengetahui lima frekuensi pribadi pertama dan modus getar yang terjadi sehingga dalam proses pengujian, penempatan sensor getaran tidak mengalami kesalahan. Pengujian yang dilakukan terdiri dari; pengujian FRF (Fungsi Respon Frekuensi), peta spektrum dan spektrum fasa. Pada pengujian peta spektrum dan spektrum fasa divariasikan tiga tahap ketidaksesumbuan parallel pada arah horisontal.

## I Latar Belakang

Kopling tetap merupakan salah satu komponen mesin yang digunakan untuk meneruskan putaran dan torsi. Besar kecepatan putar dan torsi yang diteruskan oleh kopling tidak berubah. Kopling dapat digunakan untuk berbagai aplikasi, misalnya pada industri manufaktur, pembangkit listrik, industri makanan / minuman dan otomotif.

Kopling tetap dikelompokkan menjadi dua jenis, yaitu kopling kaku (*rigid coupling*) dan kopling fleksibel (*flexible coupling*). Kopling kaku diantaranya terdiri dari kopling bush,

kopling bush setangkup dan kopling flens. Kopling fleksibel diantaranya terdiri dari kopling *bush pin*, kopling cakar, kopling *Oldham* dan kopling universal.

Posisi poros masukan dan poros keluaran yang dihubungkan oleh kopling dituntut untuk berada pada satu sumbu yang berimpit. Bila kondisi ini tidak dipenuhi maka akan terjadi ketidaksesumbuan (*misalignment*). Ketidaksesumbuan poros kopling merupakan masalah yang sering terjadi pada industri. Ketidaksesumbuan yang mungkin terjadi adalah ketidaksesumbuan parallel,

ketidaksesumbuan sudut atau gabungan ketidaksesumbuan parallel dan sudut.

### I.1 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk melihat getaran yang timbul beserta ciri-cirinya akibat ketidaksesumbuan kopling flens pada arah horisontal.

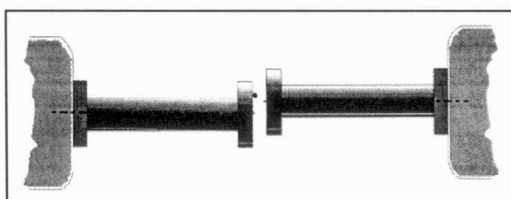
## II Landasan Teori

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

- Ketakseimbangan komponen rotasi
- Ketidaksesumbuan poros (*misalignment*)
- Cacat pada bantalan, dll.

Ketidaksesumbuan poros adalah kondisi dimana dua buah sumbu poros yang berhubungan tidak berada pada satu garis lurus. Ketidaksesumbuan poros ini dapat disebabkan oleh beberapa hal, diantaranya :

- a. Ketidaksesumbuan parallel (*parallel misalignment*) terjadi jika sumbu dua poros mengalami pergeseran sehingga kondisi sumbu menjadi sejajar. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 1.

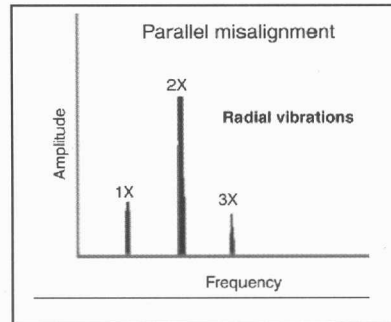


Gambar 1 Ketidaksesumbuan parallel

Sinyal getaran yang dibangkitkan oleh ketidaksesumbuan parallel memiliki ciri sebagai berikut:

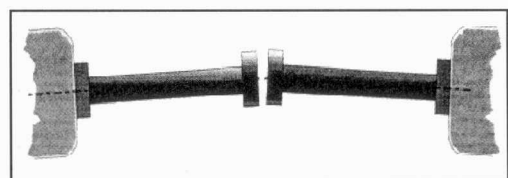
- ♦ Memiliki amplitudo yang besar pada arah radial untuk sinyal 2X frekuensi putar.

Spektrum frekuensi *misalignment parallel* dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2 Frekuensi eksitasi akibat *misalignment parallel* [5]

- b. Ketidaksesumbuan sudut (*misalignment angular*) terjadi jika kedua garis sumbu poros tidak segaris dan berpotongan membentuk sudut tidak sama dengan nol. Hal ini dapat dilihat pada Gambar .3.

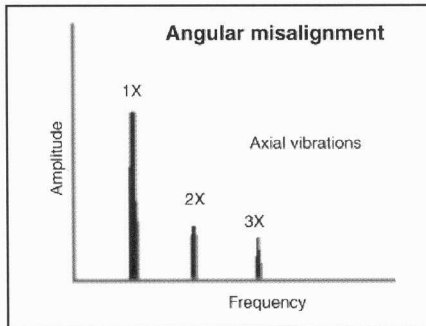


Gambar 3 Ketidaksesumbuan sudut

*Misalignment angular* ini akan menjadi sumber pembangkit getaran dengan ciri sebagai berikut:

- ♦ Memiliki amplitudo yang besar pada arah aksial untuk sinyal 1X frekuensi putar, tetapi jika misalignment yang terjadi sangat besar akan muncul

juga sinyal 2X frekuensi putar dan kadang-kadang 3X frekuensi putar. Spektrum frekuensi misalignment parallel dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4 Frekuensi eksitasi akibat *misalignment angular* [5]

## Jenis-jenis Pengukuran Getaran.

### a. Fungsi Respon Frekuensi

Fungsi Respon Frekuensi (FRF) merupakan fungsi yang menyatakan perbandingan antara sinyal keluaran (respon) terhadap sinyal masukan (stimulus) pada kondisi tunak di suatu sistem. Secara matematis, fungsi ini dapat ditulis sebagai persamaan berikut:

$$H(f) = \frac{G_{yx}(f)}{G_{xx}(f)}$$

dimana:

$G_{yx}(f)$  = *cross power spectrum* antara sinyal masukan dan sinyal keluaran.

$G_{xx}(f)$  = *auto power spectrum* dari sinyal masukan.

Keakuratan hasil pengukuran FRF dapat dilihat dari fungsi koherensi. Koherensi adalah fungsi yang menyatakan tingkat keterkaitan antara dua sinyal.

Fungsi koherensi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$\gamma^2 = \frac{|G_{yx}|^2}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)}, \quad \text{dengan } 0 < \gamma^2 < 1$$

dimana:  $G_{yy}(f)$  = *auto power spectrum* dari sinyal keluaran.

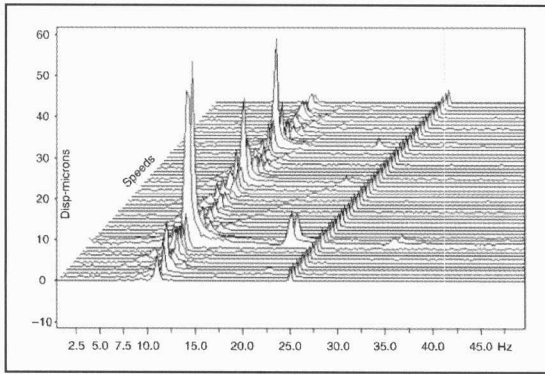
Jika nilai fungsi koherensi = 1, berarti seluruh respon getaran yang terjadi disebabkan oleh sinyal stimulus yang diberikan. Akan tetapi, bila nilai fungsi koherensi = 0, berarti seluruh respon getaran yang terjadi bukan disebabkan oleh sinyal stimulus yang diberikan, respon getaran tersebut mungkin berasal dari sinyal pengganggu (*noise*).

Nilai fungsi koherensi dapat ditingkatkan dengan cara menambah jumlah perata-rataan data pengukuran. Informasi yang diperoleh dari pengukuran FRF adalah frekuensi pribadi sistem mekanik. Informasi mengenai frekuensi pribadi dapat digunakan untuk mengetahui frekuensi resonansi dari sistem tersebut.

### b. Peta Spektrum

Spektrum getaran pada beberapa tingkat kecepatan putar poros dapat dilihat pada peta spektrum. Berdasarkan peta spektrum dapat diamati frekuensi eksitasi yang merupakan komponen aktif, yaitu frekuensi yang berubah sesuai dengan perubahan kecepatan putar poros, dan frekuensi eksitasi yang merupakan komponen pasif, yaitu frekuensi yang tidak dipengaruhi oleh perubahan kecepatan putar poros.

Contoh peta spektrum dapat dilihat pada Gambar 2.7.



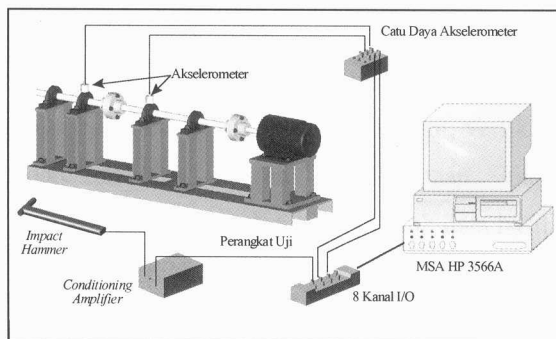
Gambar 5 Peta spektrum [5]

### III Pengujian

#### III.1 Pengujian FRF (Fungsi Respon Frekuensi)

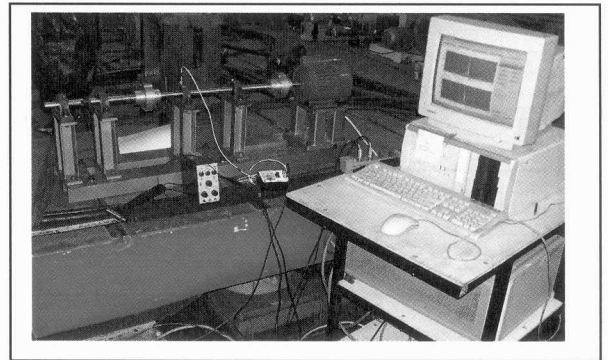
Pengukuran FRF dilakukan untuk mengetahui frekuensi pribadi perangkat uji. Susunan perangkat akuisisi data dan sensor yang digunakan dalam pengujian FRF dapat dilihat pada Gambar 6.

Dalam pengujian ini gaya eksitasi yang diberikan berupa pukulan pada *pillow block* arah vertikal dan horisontal, sedangkan pada arah aksial gaya eksitasi diberikan pada bagian atas rangka dudukan bantalan.



Gambar 6 Skema pengujian FRF

Foto susunan perangkat uji yang digunakan dalam pengujian FRF adalah seperti terlihat pada Gambar 7

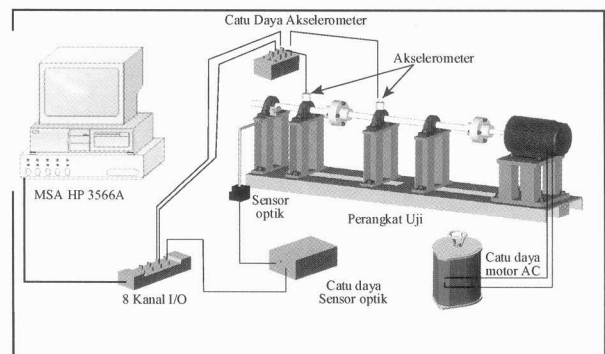


Gambar 7 Foto Perangkat pengujian FRF

#### III.2 Pengujian Peta Spektrum

Peta spektrum adalah kumpulan beberapa spektrum linier pada beberapa tingkat kecepatan putar yang diambil pada saat terjadi perubahan kecepatan putar.

Pada pengujian ini, posisi sensor sama dengan pada saat pengujian FRF dilakukan, hanya skema pengujiannya berbeda. Susunan perangkat akuisisi data dan sensor yang digunakan dalam pengujian peta spektrum tampak pada Gambar 8.



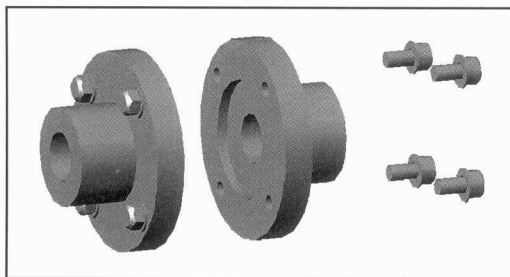
Gambar 8 Skema pengujian peta spektrum

Foto perangkat uji yang digunakan dalam pengujian peta spektrum adalah seperti terlihat pada Gambar 9.



Gambar 9 Foto perangkat pengujian peta spektrum

Jenis kopling yang digunakan pada perangkat uji alignment adalah kopling flens.

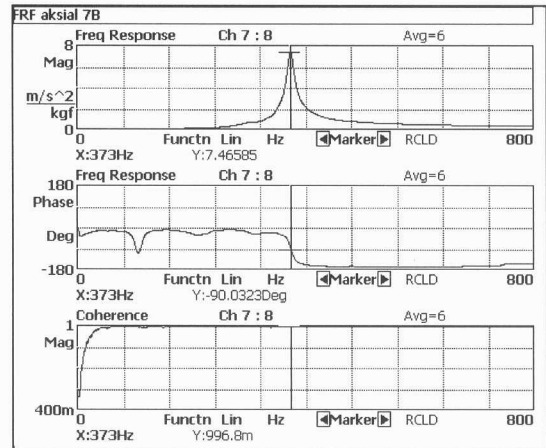


Gambar 10 Kopling Flens

#### IV Hasil Pengujian

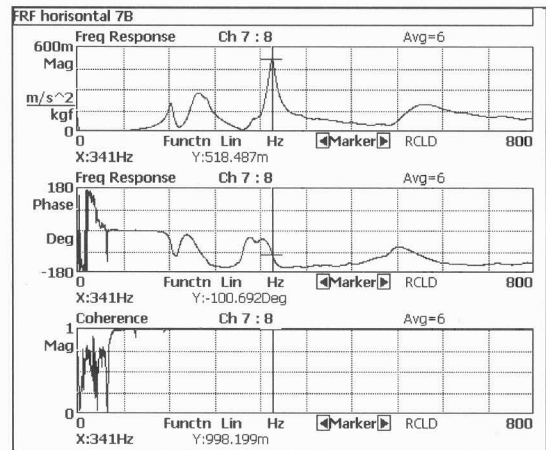
##### Hasil Pengujian FRF.

Pengujian FRF ini dilakukan pada *pillow block*, dilakukan pada arah horisontal, vertikal dan aksial, dengan perata-rataan tiap pengukuran sebanyak 6 kali. Contoh data hasil pengujian FRF dapat dilihat pada Gambar 11. Data ini merupakan hasil pengujian FRF pada arah aksial untuk jenis kopling flens .



Gambar 11 Hasil pengukuran uji FRF arah aksial.

Hasil pengujian FRF lainnya pada horisontal di posisi B untuk jenis kopling flens dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12 Hasil pengukuran uji FRF arah horisontal

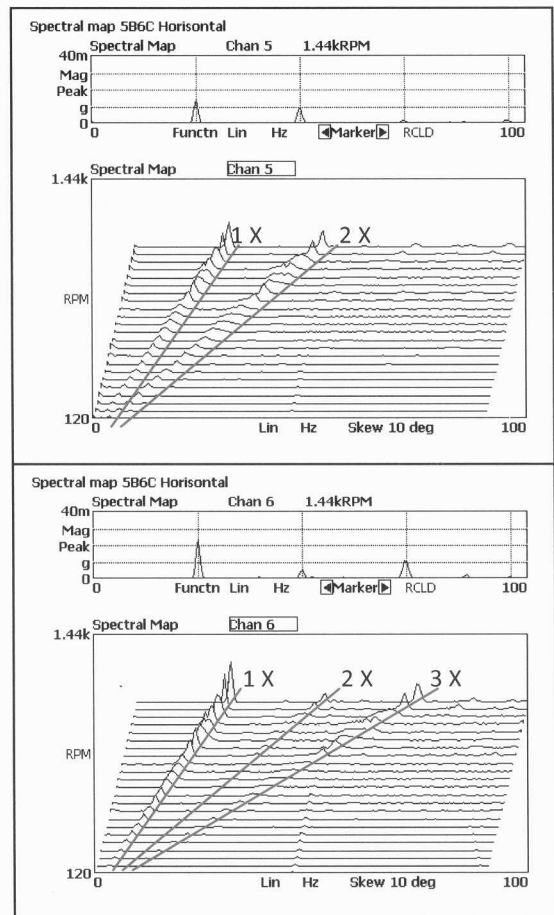
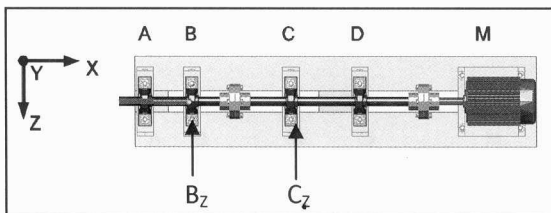
Hasil pengujian FRF untuk kopling flens dapat dilihat pada Tabel 1

Tabel 1 Frekuensi pribadi untuk kopling flens

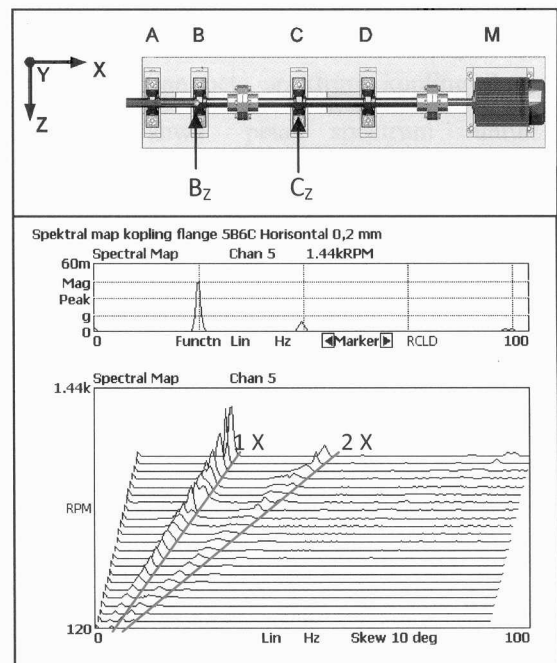
Frekuensi pribadi	Hasil Pengujian FRF
1	225 Hz
2	305,5 Hz
3	341 Hz
4	373 Hz

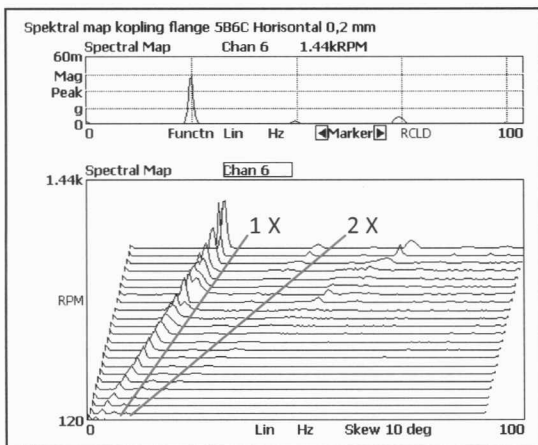
### Hasil Pengujian Peta Spektrum

Hasil pengujian peta spektrum kopling flens pada bidang B dan C pada arah Z (horizontal) dapat dilihat pada Gambar 13, dimana kondisi alignment adalah kondisi referensi. Pada Gambar 13 (a) tampak respon getaran pada kopling flens yang terukur oleh akselerometer di  $B_z$ . Pada gambar ini terlihat komponen aktif 1X dan 2X putaran. Amplitudo 1X putaran lebih besar dibandingkan dengan amplitudo 2X putaran. Sementara itu pada Gambar 13 (b) adalah respon getaran kopling flens yang terukur oleh akselerometer di  $C_z$ . Pada gambar ini terlihat komponen aktif 1X, 2X dan 3X putaran. Amplitudo 1X putaran lebih besar dibandingkan dengan amplitudo yang lainnya.



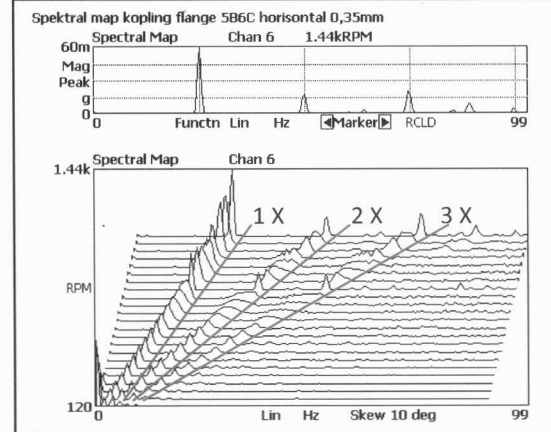
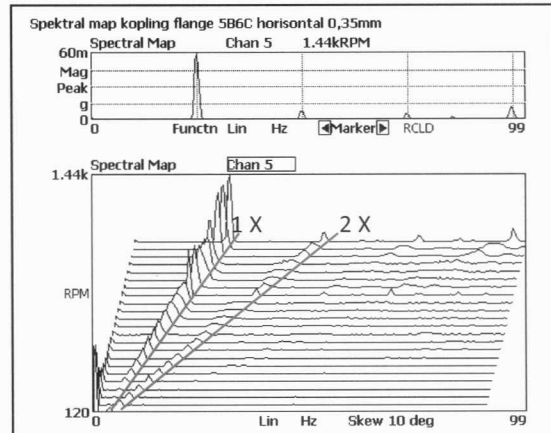
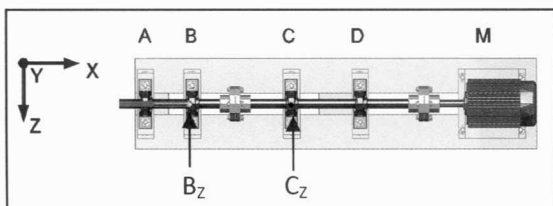
Gambar 13 Peta spektrum kopling flens pada kondisi referensi (a)  $B_z$  (b)  $C_z$





Gambar 14 Peta spektrum kopling flens dengan ketidaksesumbuan parallel 0,2 mm  
(a) titik ukur di  $B_z$  (b) titik ukur di  $C_z$

Hasil pengujian peta spektrum kopling flens dengan ketidaksesumbuan parallel sebesar 0,35 mm dalam arah horizontal dapat dilihat pada Gambar 15. Pada Gambar 15 (a) tampak peta spektrum kopling flens yang terukur oleh akselerometer di  $B_z$ , Pada gambar ini terlihat komponen aktif 1X dan 2X frekuensi putar. Amplitudo 1X frekuensi putar lebih besar dibandingkan dengan amplitudo 2X frekuensi putar. Sementara itu pada Gambar 15 (b) tampak peta spektrum kopling flens yang terukur oleh akselerometer di  $C_z$ . Pada gambar ini terlihat komponen aktif 1X, 2X dan 3X frekuensi putar. Pada kedua gambar terlihat amplitudo 1X frekuensi putar lebih besar dibandingkan dengan amplitudo yang lainnya.



Gambar 15 Peta spektrum kopling flens dengan ketidaksesumbuan parallel 0,35 mm  
(a) titik ukur di  $B_z$  (b) titik ukur di  $C_z$

Ringkasan komponen aktif yang muncul pada pengujian peta spektrum kopling flens tampak bahwa peta spektrum untuk ketidaksesumbuan parallel pada arah horizontal menunjukkan sinyal getaran didominasi oleh sinyal 1X dan 2X frekuensi putar. Selain itu, pada beberapa titik ukur muncul sinyal getaran 3X frekuensi putar. Amplitudo 1X frekuensi putar lebih besar dibandingkan dengan amplitudo yang lainnya. Pada arah vertikal muncul sinyal 1X, 2X dan 3X frekuensi putar. Amplitudo terbesar untuk seluruh titik ukur pada arah vertikal adalah 1X frekuensi putar. Pada arah aksial muncul

sinyal 1X, 2X, 3X dan 4X frekuensi putar, sedangkan pada beberapa titik ukur sinyal 4X frekuensi putar tidak muncul. Amplitudo terbesar untuk seluruh titik ukur pada arah aksial adalah 2X frekuensi putar

## V Kesimpulan

Setelah melakukan pengujian karakteristik dinamik struktur perangkat uji kopling flens dan menganalisis getaran yang ditimbulkan akibat ketidaksesumbuan parallel, maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut;

- Perangkat uji memiliki kekakuan struktur terbesar pada arah vertikal.
- Kopling flens menghasilkan sinyal dominan pada frekuensi 1X frekuensi putar dan disertai sinyal 2X frekuensi putar dan 3X frekuensi putar.
- Untuk kopling flens, sinyal 1X frekuensi putar hanya dominan pada pengukuran arah radial, sedangkan pada arah aksial sinyal yang dominan adalah 2X frekuensi putar. Beda fasa  $180^\circ$  antara  $B_Y$  dan  $C_Y$  muncul ketika terjadi ketidaksesumbuan parallel sebesar 0,1 mm, juga antara  $B_X$  dan  $C_X$  ketika terjadi ketidaksesumbuan sebesar 0, 2 mm dan 0,35 mm. Kondisi ini mirip dengan ciri ketidaksesumbuan sudut.

## VI Referensi

1. Girdhar Paresh, "Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance" ELSEVIER 2004.

2. Thomson William T, "Theory of Vibration With Applications" Fourth Edition, Pentice Hall 1993.
3. Applicaton Note 243, "The Fundamental of Signal Analysis" hp HEWLETT PACKARD.
4. Saavedra PN,Ramirez DE,"Vibration analysis of rotors for the identification of shaft alignment Part 2: experimental validation" jurnal Universidad de Concepcio'n, Concepcio'n Chile.2004



sinyal 1X, 2X, 3X dan 4X frekuensi putar, sedangkan pada beberapa titik ukur sinyal 4X frekuensi putar tidak muncul. Amplitudo terbesar untuk seluruh titik ukur pada arah aksial adalah 2X frekuensi putar

## V Kesimpulan

Setelah melakukan pengujian karakteristik dinamik struktur perangkat uji kopling flens dan menganalisis getaran yang ditimbulkan akibat ketidaksesumbuan parallel, maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut;

- Perangkat uji memiliki kekakuan struktur terbesar pada arah vertikal.
- Kopling flens menghasilkan sinyal dominan pada frekuensi 1X frekuensi putar dan disertai sinyal 2X frekuensi putar dan 3X frekuensi putar.
- Untuk kopling flens, sinyal 1X frekuensi putar hanya dominan pada pengukuran arah radial, sedangkan pada arah aksial sinyal yang dominan adalah 2X frekuensi putar. Beda fasa  $180^\circ$  antara  $B_Y$  dan  $C_Y$  muncul ketika terjadi ketidaksesumbuan parallel sebesar 0,1 mm, juga antara  $B_X$  dan  $C_X$  ketika terjadi ketidaksesumbuan sebesar 0, 2 mm dan 0,35 mm. Kondisi ini mirip dengan ciri ketidaksesumbuan sudut.

## VI Referensi

1. Girdhar Paresh, "*Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*" ELSEVIER 2004.

2. Thomson William T, "*Theory of Vibration With Applications*" Fourth Edition, Pentice Hall 1993.
3. Applicaton Note 243, "*The Fundamental of Signal Analysis*" hp HEWLETT PACKARD.
4. Saavedra PN,Ramirez DE,"*Vibration analysis of rotors for the identification of shaft alignment Part 2: experimental validation*" jurnal Universidad de Concepcio'n, Concepcio'n Chile.2004

02 OCT 2009

2009/0015

h

## PENGUJIAN PERANGKAT UJI GETARAN BATANG KANTILEVER.

Oleh :  
Novi Saksono BM

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

PERPUSTAKAAN  
POLITEKNIK MANUFAKTUR  
BANDUNG

### Abstrak

Batang kantilever adalah salah satu jenis tumpuan yang banyak digunakan pada konstruksi mesin, seperti poros puli, poros roda gigi dan poros sproket. Pada konstruksi batang kantilever, batang hanya ditumpu pada satu sisi dan sisi yang lain bebas tidak ditumpu. Salah satu permasalahan yang timbul pada batang kantilever adalah getaran berlebih yang timbul akibat terjadinya resonansi, yaitu kondisi dimana frekuensi pribadi batang sama dengan frekuensi kerja pada batang tersebut sehingga getaran yang timbul menjadi lebih besar. Bila getaran yang terjadi tersebut besar maka akan mengakibatkan beban pada tumpuan akan membesar pula. Kondisi ini akan mengakibatkan terjadinya kegagalan, baik pada tumpuan yaitu rusaknya bearing maupun pada batang itu sendiri seperti bengkok atau bahkan patah. Untuk menghindari terjadinya getaran yang besar akibat resonansi maka perlu diketahui frekuensi pribadi dari batang kantilever tersebut sehingga frekuensi kerja batang tersebut tidak sama dengan frekuensi pribadinya. Pada makalah ini, analisa frekuensi pribadi akan dianalisa dengan menggunakan perangkat lunak elemen hingga MSc.Nastran 4.5 dan pengujian perangkat uji getaran batang kantilever yang dilakukan terdiri dari pengukuran FRF dan *bump test*. Hasil dari perhitungan dibandingkan dengan hasil pengujian getaran pada perangkat uji getaran batang kantilever. Hasil dari perhitungan dengan menggunakan perangkat lunak MSc.Nastran 4.5 adalah 5 frekuensi pribadi pertama dan modus getar dari batang kantilever, sedangkan hasil dari pengujian batang kantilever adalah frekuensi pribadi yang muncul dan terukur.

### I. Latar Belakang

Pada konstruksi batang kantilever seperti poros puli, pahat bubut internal dan lain-lain diharapkan tidak terjadi getaran yang besar karena akan mempengaruhi terhadap umur bantalan sebagai penumpu atau kerusakan pada batangnya sendiri. Agar tidak terjadi getaran yang besar untuk batang yang berputar maka seluruh bagian yang berputar harus *balance*, dan juga frekuensi kerja tidak sama dengan frekuensi pribadinya, hal ini untuk menghindari terjadinya resonansi yaitu kondisi

dimana terjadi penguatan amplitudo getaran sehingga menimbulkan getaran yang besar.

Untuk mengetahui frekuensi pribadi suatu konstruksi dilakukan pengujian dan pengukuran getaran pada konstruksi tersebut.

Setiap benda memiliki frekuensi pribadi sendiri yang bergantung terhadap fungsi massa, kekakuan dan redaman. Frekuensi pribadi suatu konstruksi diharapkan tidak sama dengan frekuensi kerja konstruksi tersebut. Agar kondisi ini tidak terjadi maka frekuensi pribadi harus diketahui. Metoda untuk mengetahui frekuensi pribadi diantaranya

dengan perhitungan matematis menggunakan metoda elemen hingga (*finite elements*) baik secara manual atau menggunakan perangkat lunak elemen hingga, atau dengan cara lain yaitu melakukan pengukuran pada konstruksi dengan menggunakan *vibration analyzer/ Multi spectrum analyzer*.

### I.1 Tujuan

Pengujian ini bertujuan untuk membandingkan frekuensi pribadi konstruksi batang kantilever antara hasil analisa perangkat lunak MSc.Nastran 4.5 dengan pengukuran getaran batang kantilever menggunakan *Vibration analyzer/Multi spectrum analyzer*.

## II. Metodologi

Pada percobaan ini digunakan batang kantilever terbuat dari st 37 dengan dimensi 1.8 X 30 X 900 mm. Tahap awal adalah membuat model batang kantilever untuk disimulasikan dengan menggunakan perangkat lunak MSc.Nastran 4.5, kemudian dari hasil simulasi tadi didapat 5 frekuensi pribadi pertama beserta modulus getarnya.

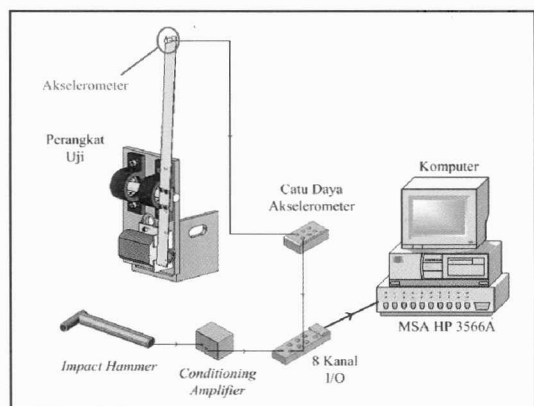
Tahap selanjutnya adalah melakukan pengukuran terhadap konstruksi batang kantilever dengan menggunakan Multi Spectrum Analyzer. Pengukuran yang dilakukan adalah mengukur frekuensi yang timbul pada batang kantilever akibat batang kantilever tersebut diketuk dengan menggunakan palu. Skema proses pengukuran frekuensi pribadi batang kantilever adalah sebagai berikut:

- a. Pengujian *Bump test*
- b. Pengujian FRF (*Frequency Respon Function*)

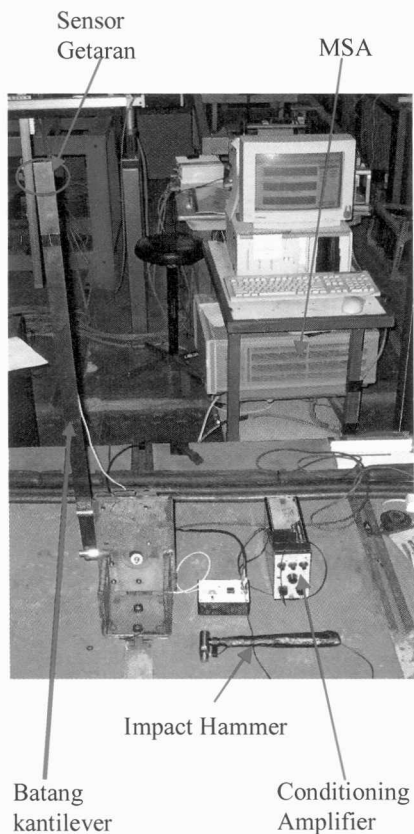
Prinsip pengujian Bump Test dan FRF sebenarnya serupa yang berbeda adalah jenis palu yang digunakan, pada pengujian FRF pada palu terdapat sensor gaya (*load cell*) sedangkan pada pengujian bump test palu yang digunakan tidak terdapat sensor gaya.

Sehingga sinyal yang didapat dari pengujian bump test hanya sinyal dari sensor getaran akselerometer saja. Pada FRF sinyal didapat dari 2 sensor yaitu sensor getaran akselerometer dan sinyal dari load cell yang terpasang pada palu.

Sinyal tersebut kemudian masuk melalui 8 kanal input/output menuju *multi spectrum analyzer* yang kemudian dari hasil pengolahan sinyal tersebut ditampilkan pada layar monitor berupa grafik spektrum getaran, grafik koherensi dan grafik respon frekuensi.



Gambar 1. Skema pengukuran FRF



Gambar 2. Foto pengujian FRF

Untuk kedua pengujian diatas batang kantilever dipasang pada dudukannya kemudian sensor getaran *accelerometer* dipasang diujung atas batang. Sensor dihubungkan dengan *charge amplifier* (catu daya *accelerometer*) untuk memberikan tegangan ke *accelerometer* sedangkan output dari *charge amplifier* yang merupakan sinyal getaran di teruskan ke MSA melalui 8 kanal I/O untuk dianalisa.

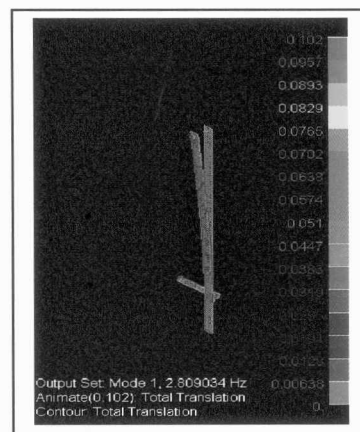
Pada pengujian bump test batang kantilever dipukul dengan menggunakan palu besi sebanyak 5 kali untuk diambil rata-rata datanya.

Sedangkan pada pengujian FRF palu yang digunakan berbeda pada ujung palu terdapat load cell, yaitu sensor gaya yang berfungsi

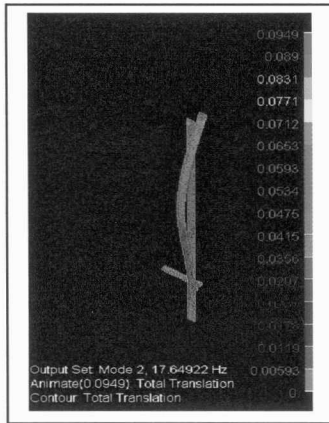
sebagai pemicu pengambilan data getaran. Sehingga sinyal getaran yang timbul dan sinyal gaya load cell dapat dibandingkan dengan melihat coherensi diantara kedua sinyal tersebut bila bernilai 1 maka sinyal getaran yang timbul diakibatkan oleh pukulan palu, sedangkan bila coherensinya bernilai 0 maka sinyal getaran yang timbul bukan berasal dari pukulan palu.

### III Hasil Pengujian

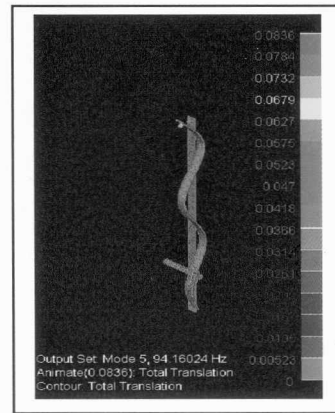
Dari hasil analisa dengan menggunakan perangkat lunak MSc.Nastran 4.5 diperoleh 5 frekuensi pribadi pertama seperti tampak pada gambar dibawah ini. Untuk masing-masing frekuensi pribadi memiliki modus getar yang berbeda-beda yang berarti setiap frekuensi pribadi memiliki pergerakan akibat getaran yang berbeda-beda pula. Modus getar diperlukan untuk dapat menentukan titik penempatan sensor getaran agar didapat amplitudo yang maksimum. Bila salah menempatkan sensor akan mengakibatkan getaran yang terjadi tidak terdeteksi, hal ini akan menimbulkan kesalahan dalam analisa pengambilan kesimpulan.



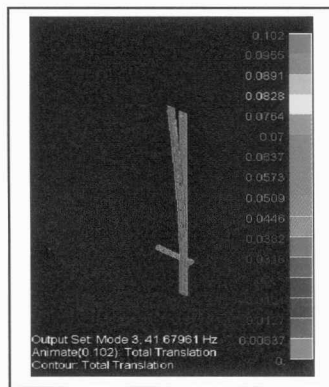
Gambar 3. Modus getar dan frekuensi pribadi pertama



Gambar 4. Modus getar dan frekuensi pribadi kedua



Gambar 7. Modus getar dan frekuensi pribadi kelima

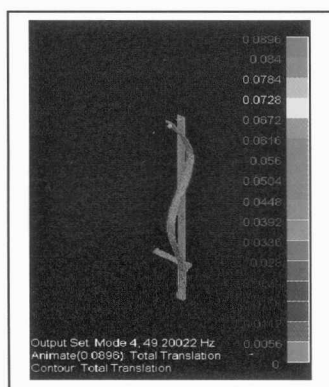


Gambar 5. Modus getar dan frekuensi pribadi ketiga

Dari hasil analisa dengan menggunakan perangkat lunak maka kelima frekuensi pribadi pertama yang timbul dapat dilihat pada tabel 1 dibawah ini

Tabel 1. Frekuensi pribadi.

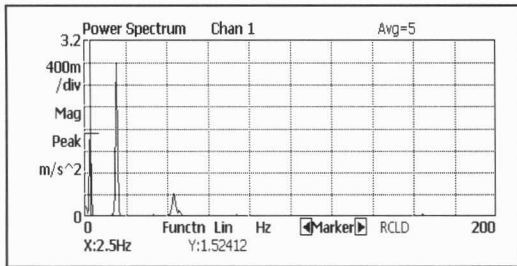
Mode	f (Hz)
1	2,80
2	17,64
3	41,67
4	49,20
5	94,16



Gambar 6. Modus getar dan frekuensi pribadi keempat

Dari hasil simulasi diatas maka dapat ditentukan penempatan sensor getaran yaitu pada bagian atas dari batang kantilever, karena pada posisi ini untuk kelima frekuensi pribadi yang terjadi masing-masing modus getarnya pada bagian ujung batang kantilever akan bergetar. Pelaksanaan pengujian pada perangkat uji seperti tampak pada gambar 2. Data yang diperoleh dari hasil pengujian tersebut adalah sebagai berikut:

### Pengujian Bump test



Gambar 8. Spektrum getaran hasil Bump test

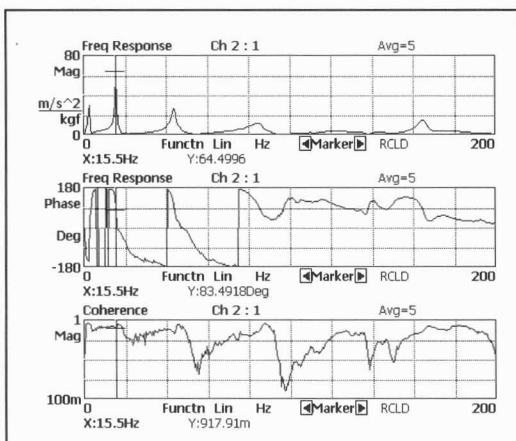
Dari gambar 8 terlihat frekuensi pribadi yang terukur adalah sbb:

$$f_1 = 2,5 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 15,5 \text{ Hz}$$

$$f_3 = 43 \text{ Hz}$$

### Pengujian FRF



Gambar 9. Spektrum getaran hasil FRF

Pada gambar 9 terlihat frekuensi pribadi yang terukur dari pengukuran FRF adalah sbb:

$$f_1 = 2,5 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 15,5 \text{ Hz}$$

$$f_3 = 43,5 \text{ Hz}$$

$$f_4 = 84,5 \text{ Hz}$$

$$f_5 = 164,5 \text{ Hz}$$

Hasil dari analisa perangkat lunak Msc Nastran 4.5 kemudian dibandingkan dengan

hasil pengukuran FRF dan *bump test* dapat dilihat pada tabel 2 berikut ini.

Tabel 2. Perbandingan hasil analisa dengan percobaan

Mode	f (Hz)		
	Analisa	Bump Test	FRF
1	2,80	2,5	2,5
2	17,64	15,5	15,5
3	41,67	43	43,5
4	49,20		84,5
5	94,16		164,5

Dari tabel 2 diatas dapat dilihat perbedaan penyimpangannya.

Untuk 3 frekuensi pribadi pertama antara hasil pengujian Bump test dan FRF relatif sama, sedangkan bila dibandingkan dengan hasil analisa perangkat lunak terjadi perbedaan berkisar antara 3 % s/d 14 %. Untuk frekuensi pribadi ke 4 dan ke 5 pada Bump test tidak terukur, sedangkan pada pengujian FRF frekuensi pribadi ke 4 dan ke 5 terukur, dan bila dibandingkan dengan hasil analisa perangkat lunak terjadi perbedaan yang relatif besar yaitu diatas 50 %.

### Analisis

Dari perbedaan yang muncul antara hasil analisis dan pengujian, maka yang dianggap lebih tepat adalah hasil pengujian.

Pada proses analisis dengan menggunakan perangkat lunak MSc Nastran 4.5, parameter yang dihitung hanya massa dan kekakuan dari konstruksi, sedangkan pada konstruksi sebenarnya yang real memiliki massa, kekakuan dan redaman. Sehingga pada saat pembuatan gambar model pada perangkat lunak pemilihan parameter material, penentuan nodal dan jumlah meshing yang dipilih harus

lebih akurat dan dapat mewakili kondisi sebenarnya.

#### **IV Kesimpulan**

Dari hasil perbandingan antara analisa menggunakan perangkat lunak MSc Nastran 4.5 dengan pengujian getaran batang kantilever, dapat diambil kesimpulan bahwa :

1. Perangkat lunak MSc. Nastran 4.5 dapat digunakan untuk mensimulasikan frekuensi pribadi dan modulus geteranya
2. Penempatan sensor getaran merupakan hal penting untuk di perhatikan, dan dari hasil analisa perangkat lunak maka dapat ditentukan posisi sensor yang tepat.
3. Pengujian FRF dan Bump test menghasilkan hasil pengukuran getaran yang sama, tetapi pada pengukuran FRF frekuensi yang lebih tinggi dapat dideteksi.

#### **V Referensi**

1. Girdhar Paresh, "*Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*" ELSEVIER 2004.
2. Thomson William T, "*Theory of Vibration With Applications*" Fourth Edition, Pentice Hall 1993.
3. Applicaton Note 243, "*The Fundamental of Signal Analysis*" hp HEWLETT PACKARD.

13 NOV 2009

h.

## PENGUJIAN PERANGKAT DINAMIK *BALANCING* DENGAN MENGGUNAKAN METODA MASSA UJI.

Oleh :  
Novi Saksono BM

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

### Abstrak

Penyetimbangan adalah suatu proses yang dilakukan untuk mendapatkan kondisi setimbang pada suatu elemen mesin yang berputar atau bergerak secara bolak-balik. Ketidaksetimbangan pada suatu elemen mesin dapat diakibatkan oleh proses pembuatan yang tidak sempurna, cacat pada proses pengecoran dan lainnya. Penyetimbangan dilakukan pada elemen mesin untuk mengurangi getaran yang terjadi. Getaran yang berlebih akan mengakibatkan kerusakan pada elemen mesin tersebut, bahkan kerusakan pada mesin secara keseluruhan. Pada umumnya penyetimbangan dilakukan secara statis dimana hanya dapat mendeteksi massa yang tidak setimbang pada sebuah bidang tunggal. Pada saat ketidaksetimbangan terjadi pada dua bidang, maka proses penyetimbangan statis tidak dapat mendeteksi ketidaksetimbangan tersebut. Bila posisi massa yang tak setimbang berada pada dua bidang dengan beda sudut  $180^{\circ}$ , maka massa tak setimbang tersebut akan saling menghilangkan, namun bila diputar maka arah gaya sentrifugal yang terjadi akan memiliki arah vektor yang berlawanan dan mengakibatkan timbul getaran.

### I. Latar Belakang

Pada konstruksi mekanik dimana selalu terdapat komponen yang berputar, akan selalu menghadapi kondisi ketidakseimbangan (*unbalance*). Ketidakseimbangan yang terjadi akan mengakibatkan timbulnya getaran berlebih yang akan mengakibatkan terjadi kerusakan. Ketidakseimbangan terjadi disebabkan oleh, perancangan yang tidak baik, material yang tidak homogen, proses pemesinan, perakitan dan penyetingan mesin atau peralatan. Untuk memperbaiki ketidakseimbangan yang terjadi maka dilakukan proses penyetimbangan (*balancing*), dimana pada umumnya

penyetimbangan yang dilakukan adalah penyetimbangan statis.

Pada penyetimbangan statis prinsipnya adalah mencari titik terberat dari suatu benda, titik terberat tersebut akan selalu berada pada posisi terendah. Metoda perbaikan setelah titik terberat diketahui adalah dengan mengurangi berat pada titik terberat tersebut, atau dengan menambahkan massa pada titik yang bersebrangan dengan titik terberat tersebut. Metoda penyetimbangan ini efektif untuk benda tipis atau benda yang kecepatan putarnya rendah. Untuk benda tebal atau benda yang berkecepatan tinggi proses penyetimbangannya memerlukan motoda dinamik balancing, yaitu proses dilakukan



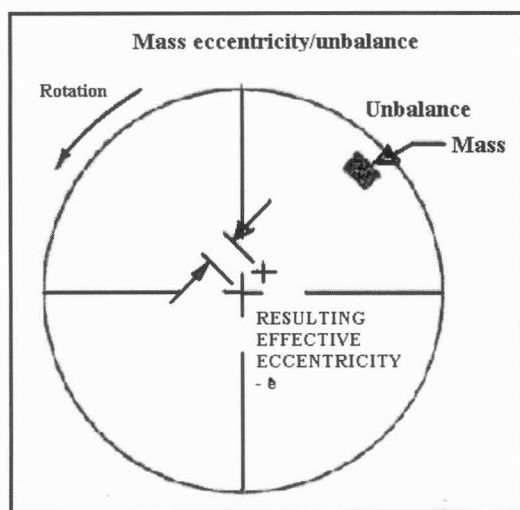
dalam keadaan berputar dan dilihat amplitudo getaran yang ditimbulkannya. Dari amplitudo dan sudut fasa maka dapat dihitung posisi titik terberatnya

### I.1 Tujuan

Pengujian ini bertujuan untuk menguji simulator dinamik balancing dan melakukan proses penyetimbangan menggunakan *Vibration analyzer/Multi spectrum analyzer*.

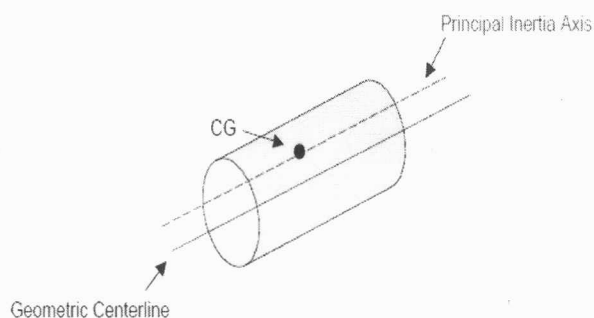
## II. Landasan Teori

Ketidakseimbangan berdasarkan definisi ISO adalah "kondisi yang berada atau terjadi pada sebuah rotor ketika getaran dan gerakan yang diterima oleh kedua bearing sebagai hasil dari gaya sentrifugal". Dalam definisi yang lain ketidaksetimbangan adalah ketidakmerataan massa pada garis sumbu putaran rotor.



Gambar 1 Ketidakseimbangan

Kata "garis sumbu putaran" berlawanan dengan "garis sumbu geometri". Garis sumbu putaran didefinisikan sebagai *axis* (arah) dimana rotor akan berputar jika tidak dibatasi oleh kedua bearing rotor yang disebut dengan *Prinsip Inertia Axis* (PIA). Sedangkan garis sumbu geometri berada pada fisik dari rotor tersebut. Ketika keduanya saling bertemu, rotor akan berada dalam kondisi setimbang (*balance*). Dan ketika kedua garis sumbu ini berpisah, rotor akan berada dalam kondisi tidak setimbang (*unbalance*).



Gambar 2 Garis sumbu rotor.

Jenis-jenis ketidakseimbangan,

- Ketidaksetimbangan statis (*static unbalance*)

Terjadi apabila PIA berpindah (*displacement*) paralel ke garis sumbu geometri. Pada saat sebuah massa yang tidak setimbang terdapat pada sebuah bidang tunggal (seperti pada sebuah piringan rotor tipis), hasil dari kombinasi ketidaksetimbangan yang terjadi merupakan suatu gaya

tunggal radial, dimana bagian terberat akan berada pada bagian bawah. Selama ketidaksetimbangan yang terjadi dapat diketahui tanpa memutar rotor, kondisi tersebut disebut dengan ketidaksetimbangan statis.

- Ketidaksetimbangan dinamis (*dynamic unbalance*)

Terjadi apabila PIA dan garis sumbu geometri tidak bersamaan atau bersentuhan. Pada saat ketidaksetimbangan terjadi pada 2 bidang dan memiliki beda sudut sebesar  $180^0$ , maka massa tak setimbang tersebut akan saling menghilangkan. Namun saat rotor diputar arah gaya sentrifugal yang terjadi akan berkebalikan arah. Kondisi demikian dinamakan ketidaksetimbangan dinamis.

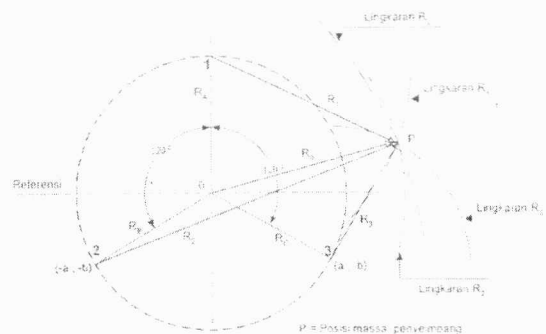
- Ketidaksetimbangan momen (*couple unbalance*)

Terjadi apabila PIA memotong garis sumbu geometri pada pusat gravitasi rotor. Garis sumbu putaran dan garis sumbu geometri saling berpotongan pada pusat/titik gravitasi dari rotor yang menyebabkan terjadi gerakan putaran yang tidak stabil.

Klasifikasi proses *balancing* berdasarkan kepada :

- Tempat dimana proses penyetimbangan dilakukan.
- Jenis ketidakseimbangan
- Dengan atau tanpa massa uji
- Jumlah pengulangan yang diperlukan untuk menyelesaikan proses penyetimbangan.
- Jumlah bidang penyetimbang (*balancing plane*)
- Kecepatan putar poros
- Dengan atau tanpa fasa

Metoda *balancing* satu bidang dengan menggunakan massa uji dan 4 kali pengulangan akan mendapatkan hasil akhir berupa sketsa grafis seperti pada gambar 3 dibawah ini.

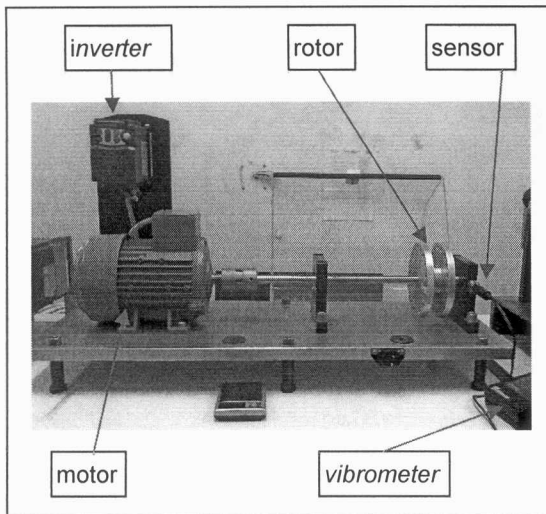


Gambar 3 Sketsa hasil pengukuran amplitudo getaran

Dari gambar sketsa hasil pengukuran maka didapat titik penempatan massa tambahan dan berat massa yang harus ditambahkan.

### III Pengujian

Pada pengujian ini peralatan yang digunakan adalah simulator *balancing* seperti terlihat pada gambar 3.



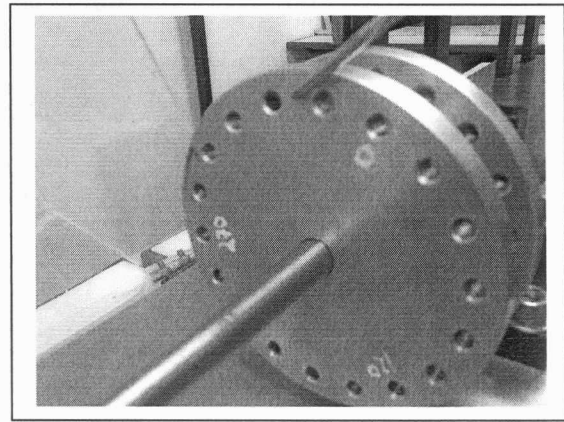
Gambar 4 Susunan simulator *balancing*

Dari gambar 4 dapat dilihat simulator *balancing* terdiri dari motor sebagai pemutar poros rotor, rotor berfungsi sebagai bidang yang akan disetimbangkan, inverter sebagai pengatur kecepatan putar motor. Pada saat rotor berputar getaran yang timbul dirasakan oleh sensor yang kemudian diolah vibrometer dan ditampilkan pada layar berupa angka.

Jenis pengukuran getaran yang dilakukan adalah pengukuran perpindahan (*displacement*) puncak ke puncak. Hasil pengukuran berupa angka yang menunjukkan besarnya penyimpangan maksimal dalam satuan mm.

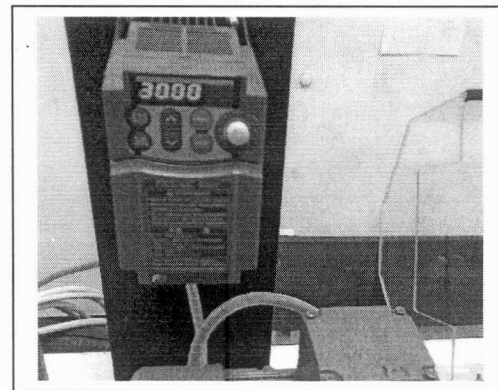
Langkah pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Memberikan tanda pada piringan rotor pada posisi  $0^\circ$ ,  $120^\circ$  dan  $240^\circ$
2. Menempatkan massa taksetimbang sebesar 2,8 gram pada titik sembarang seperti yang ditunjukkan pada gambar 5 berikut.



Gambar 5 Posisi massa takseimbang

3. Mengatur inverter pada frekuensi putar 30 Hz atau sama dengan 1800 rpm.



Gambar 6 Pengaturan frekuensi inverter

4. Menempatkan sensor getaran dirumah bearing pada arah horisontal.
5. Menyalakan vibrometer dan mengatur jenis pengukuran pada pengukuran *displacement*.
6. Menyalakan inverter untuk memutar motor, dan mencatat besar amplitudo yang terjadi.
7. Matikan motor, kemudian tempatkan massa uji sebesar 2,8 gram pada posisi  $120^\circ$ .

8. Menyalakan inverter untuk memutar motor, dan mencatat besar amplitudo yang terjadi.
9. Matikan motor, kemudian tempatkan massa uji sebesar 2,8 gram pada posisi  $240^\circ$ .
10. Menyalakan inverter untuk memutar motor, dan mencatat besar amplitudo yang terjadi.

Dari hasil pengukuran getaran akibat ketidakseimbangan adalah sebagai berikut :

Kondisi awal amplitudo = 0,026 mm dengan menggunakan massa uji sebesar 2,8 gram, massa uji yang digunakan adalah baut head less M6 x 10 mm, seperti terlihat pada gambar 7 berikut.



Gambar 7 Baut headless M6 berat 2,8 grm

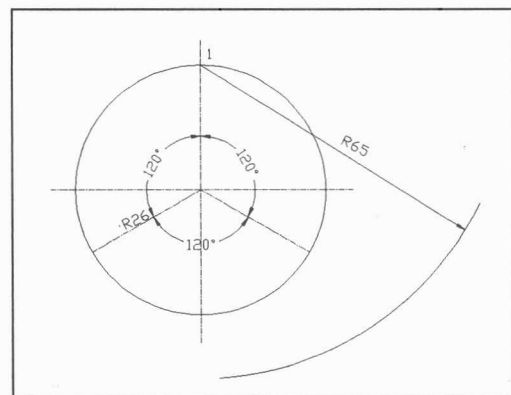
Pengujian pertama pada posisi  $0^\circ$ , amplitudo = 0,065 mm.

Pengujian kedua pada posisi  $120^\circ$ , amplitudo = 0,02 mm.

Pengujian ketiga pada posisi  $240^\circ$ , amplitudo = 0,05 mm.

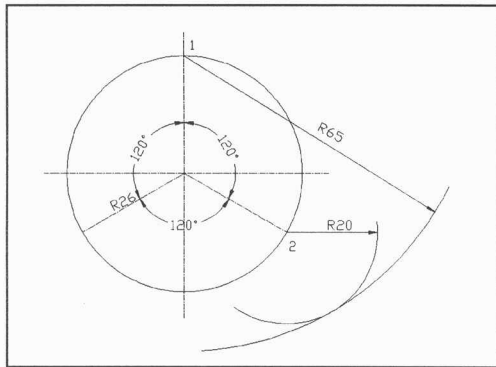
Tahap berikutnya adalah mencari berat massa yang harus ditambahkan dan posisi penempatannya agar rotor seimbang. Untuk mencari posisi dan berat massa yang harus ditambahkan maka digunakan metoda grafis seperti berikut ini:

- Pertama adalah membuat lingkaran dengan jari-jari sebesar amplitudo awal yaitu 26 mm, kemudian pada lingkaran dibagi 3 titik dengan jarak antar masing-masing sebesar  $120^\circ$ . Dari titik pertama dibuat lingkaran dengan jari-jari 65mm sesuai dengan besar amplitudo pengujian pertama dan gambar grafik dapat dilihat pada gambar 8.



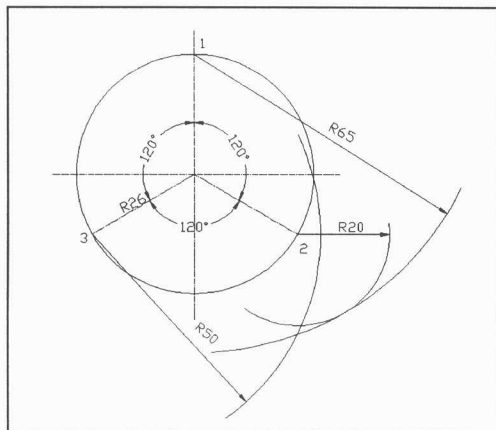
Gambar 8. Langkah pertama pembuatan grafik kesetimbangan

- Langkah berikutnya adalah membuat lingkaran dengan jari-jari 50mm dari titik 2 sesuai dengan besar amplitudo pengujian kedua, seperti terlihat pada gambar 9 berikut ini.



Gambar 9. Langkah kedua pembuatan grafik kesetimbangan

- Langkah selanjutnya adalah membuat lingkaran dengan jari-jari 65mm dari titik 3 sesuai dengan besar amplitudo pengujian ketiga.



Gambar 10. Langkah ketiga pembuatan grafik kesetimbangan

Langkah terakhir adalah menentukan titik tengah untuk daerah yang dibatasi oleh ketiga lingkaran tersebut, dan selanjutnya adalah menarik garis dari titik tersebut ke titik pusat lingkaran awal. Panjang dari garis tersebut adalah menunjukkan berat dari massa uji yang harus ditambahkan.

Dari grafis didapat posisi massa tambah pada  $144^\circ$  dengan panjang garis adalah

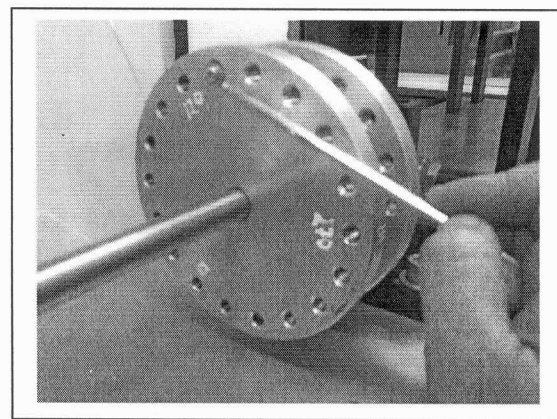
40,5 mm , sehingga berat massa yang harus ditambahkan adalah :

$$m = 2,8 \text{ gram} \times \frac{20}{40,5}$$

$$m = 1,79 \text{ gram}$$

Hasil akhir setelah massa ditambahkan maka didapat amplitudo getaran = 0,002 mm.

Posisi massa tambah pada piringan rotor dapat dilihat pada gambar 11



Gambar 11. Posisi massa tambah pada piringan rotor

#### IV Kesimpulan

Dari hasil pengujian proses penyetimbangan dinamik dengan menggunakan metoda massa uji, dapat diambil kesimpulan bahwa :

1. Simulator *balancing* dapat digunakan untuk melakukan penyetimbangan dengan metoda massa uji.
2. Penyetimbangan dengan metoda massa uji mampu untuk memperkecil ketidak seimbangan, dimana indikatornya adalah berkurangnya

amplitudo getaran dari 0,026 mm menjadi 0,002 mm.

3. Proses penyetimbangan dinamik jauh lebih cepat dibandingkan dengan penyetimbangan statis.

## V Referensi

1. Thomson William T, "*Theory of Vibration With Applications*" Fourth Edition, Pentice Hall 1993.
2. Girdhar Paresh, "*Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*" ELSEVIER 2004.
3. <http://scribd.com/dynamicbalancing>