

## ANALISIS MODAL STRUKTUR FENDER SEPEDA MOTOR DALAM DOMAIN FREKUENSI

\* **Ismoyo Haryanto<sup>1</sup>, Achmad Widodo<sup>1</sup>, Shaka Ihza Mahendra<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

<sup>2</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. H. Soedarto, SH, Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

Email: shakaihza123@students.undip.ac.id

### Abstrak

Kenyamanan merupakan salah satu faktor penting dalam sebuah industri, hal ini juga berhubungan dengan bagaimana struktur dari suatu benda. Getaran juga berhubungan dengan rasa nyaman ketika seseorang menggunakan suatu benda atau alat, oleh sebab itu memenuhi kekuatan struktur maupun rasa nyaman dan aman bagi pengguna maka engineer akan berusaha keras dalam mempertimbangkan getaran dalam alat tersebut. Pengujian getar dan analisis struktur sering digunakan dalam industri kendaraan bermotor, elektronik, pembangkit listrik, dll. Penelitian ini diawali dengan melakukan studi analisis modal pada sistem SDOF hingga MDOF, lalu pengujian getar eksperimental pun dilakukan pada fender depan motor dengan metode *bump test* Pengujian getar dilakukan dengan memukul fender depan menggunakan *hammer impact*, pengujian diukur oleh *accelerometer* yang ditempelkan pada ujung dan tengah fender depan. Data hasil pengukuran berupa *time series* respon getaran dalam satuan percepatan gravitasi G terhadap durasi waktu pengujian. Modal analysis ini dilakukan dengan mengolah data pengujian menggunakan software MATLAB, grafik *Frequency Response Function* atau FRF didapat dengan mengolah data pengujian dengan menggunakan algoritma *Fast Fourier Transform* atau FFT hingga mendapatkan grafik FRF. Grafik tersebut menunjukkan puncak resonansi dari puncak tersebut dapat dihitung rasio redaman kritis dari struktur tersebut. Berdasarkan pengujian yang telah dilakukan dari ketiga sumbu X, Y, dan Z, tiap sumbu sudah memiliki puncak yang sesuai dengan hasil yang diinginkan yaitu rasio redaman dengan rentang 0.02 – 0.05.

**Kata kunci:** frekuensi pribadi; *frf*; *matlab*; *modal analysis*; rasio redaman

### Abstract

*Convenience is one of the important factors in an industry, it is also related to how the structure of an object. Vibration is also related to a sense of comfort when someone uses an object or tool, therefore it meets the strength of the structure as well as a sense of comfort and safety for the user, the engineer will try hard to consider the vibration in the tool. Vibration testing and structural analysis are often used in the automotive, electronics, power generation, etc. industries. This research begins by conducting a modal analysis study on the SDOF to MDOF system, then experimental vibration testing is also carried out on the front fender of the motorcycle with the bump test method. front. The measurement data is a time series of vibration response in units of acceleration due to gravity G for the duration of the test. Modal analysis is done by processing test data using MATLAB software, Frequency Response Function or FRF graphs are obtained by processing test data using the Fast Fourier Transform or FFT algorithm to get the FRF graph. The graph shows the resonant peak of the peak can be calculated critical damping ratio of the structure. Based on the tests that have been carried out on the three X, Y, and Z axes, each axis already has a peak that corresponds to the desired result, namely the damping ratio with a range of 0.02 – 0.05.*

**Keywords:** *damping ratio; frf; matlab; modal analysis; natural frequency*

### 1. Pendahuluan

Getaran adalah satu diantara fenomena menarik yang terjadi pada berbagai macam struktur benda, hal ini seringkali berhubungan dengan kemampuan struktur benda dalam menerima beban dinamika akibat adanya getaran yang timbul. Getaran juga berhubungan dengan rasa nyaman ketika seseorang menggunakan suatu benda atau alat, oleh sebab itu memenuhi kekuatan struktur maupun rasa nyaman dan aman bagi pengguna maka engineer akan berusaha keras dalam mempertimbangkan getaran dalam alat tersebut. Pertimbangan ini bisa dilakukan melalui pengukuran getaran dan respon terhadap gangguan sumber getar. Gangguan ini berasal dari pemberian gaya sekecil mungkin pada benda uji, sehingga frekuensi getaran yang timbul pun sebagai akibat dari adanya gangguan yang sangat kecil tersebut[1].

Redaman dapat disebabkan oleh gesekan antara elemen yang bergerak, aliran fluida melalui pembatasan, atau cara lain, tetapi apa pun sumbernya, redaman mengubah kinetik dan energi potensial menjadi panas, yang hilang. Selama getaran, energi secara berkala ditransformasikan bolak-balik antara kinetik dan potensial sampai semua energi hilang melalui redaman[2].

Sinyal adalah variabel fisik yang nilainya bervariasi dengan waktu atau ruang. Ketika nilai sinyal tersedia selama kontinum waktu, ini disebut sebagai sinyal analog atau waktu kontinu. Jika nilai sinyal hanya tersedia pada saat waktu diskrit, itu disebut sinyal waktu diskrit. [3]

Pemrosesan sinyal banyak digunakan di banyak aplikasi industri seperti telekomunikasi, pemrosesan sinyal audio dan ucapan, radar, sonar, getaran, biomedis, dll. Standar fungsi pemrosesan sinyal yaitu analisis sinyal, peningkatan, sintesis, kompresi, deteksi, klasifikasi, dll., yang bergantung dan berinteraksi satu sama lain dalam rantai pemrosesan informasi yang terintegrasi. Pemrosesan sinyal digital terkait dengan pengembangan algoritma untuk menghitung transformasi Fourier diskrit. Memang, ini setara transformasi Fourier dalam domain diskrit dan karenanya merupakan alat dasar untuk belajar sistem diskrit. Namun, konsep terkait umumnya dianggap sangat teoritis dan dapat diakses oleh peneliti ilmiah daripada kebanyakan insinyur[4].

Ide dasarnya sangat sederhana yaitu daripada mendesain sirkuit yang kompleks untuk memproses sinyal, sinyal pertama diubah menjadi urutan angka dan diproses melalui *software*. Pada dasarnya, *software* lebih mudah dikembangkan dan lebih banyak lagiserbaguna dibandingkan dengan sirkuit kabel keras, yang sulit diubah. Selanjutnya, dengan menggunakan perangkat lunak, kita dapat membuat lebih banyak variasi ke dalam operasi desain kami dan dengan demikian mengembangkan lebih banyak perangkat yang dapat digunakan manusia[5].

Analisis modal diakui saat ini sebagai salah satu alat yang paling kuat untuk analisis dinamis struktur. Dapat dikatakan bahwa turunan dari model yang andal untuk mewakili dinamika struktur kompleks tidak mungkin tanpa analisis modal. Bidang studi ini telah mengalami perkembangan yang kuat dalam beberapa tahun terakhir tahun, mencakup berbagai minat dan aplikasi yaitu identifikasi dan evaluasi fenomena getaran, validasi, koreksi dan pemutakhiran analisis modal, penilaian integritas struktural, dll [6].

*Experimental Modal Analysis (EMA)* adalah instrumen yang efektif untuk menggambarkan, memahami, dan memodelkan perilaku dinamis suatu struktur. Ini dapat dilakukan baik untuk menentukan frekuensi pribadi dan bentuk mode dari suatu struktur dan untuk memverifikasi akurasi dan mengkalibrasi model elemen hingga (FE) dan EMA dapat digunakan untuk membuat pemecahan masalah getaran[7].

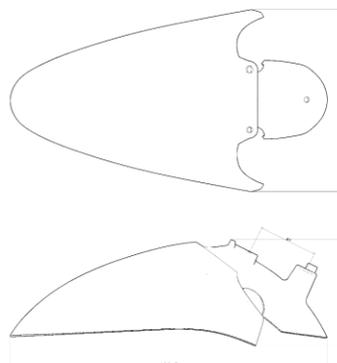
Data yang diukur digunakan untuk membangun fungsi respon frekuensi (FRFs). Oleh karena itu, parameter modal dapat diekstraksi dari fungsi-fungsi ini. Untuk teknik EMA, gaya eksitasi dapat dihasilkan oleh impact hammers, dan kemudian kedua gaya eksitasi dan sinyal akselerasi diukur secara bersamaan menggunakan sensor gaya dan akselerometer[8].

Sudah diketahui bahwa EMA secara tradisional dilakukan dalam kondisi mesin mati total dalam struktur yang diuji. Alasan utamanya adalah karena gangguan harmonik berasal dari gerakan siklik yang akan menembus ke dalam FRF, menghasilkan interpretasi parameter modal yang rumit. Jadi, dalam lingkup analisis modal, EMA ditafsirkan sebagai analisis getaran non-operasional[9].

## 2. Objek Penelitian dan Metodologi

### 2.1 Fender Depan Motor

Material benda kerja yang digunakan dalam studi ini adalah fender depan sepeda motor dengan material plastik ABS. *Set-up* pengujian *impact hammer* dilakukan dengan persiapan penempatan spesimen uji pada tempat yang minim gangguan getaran dari sumber eksternal selain eksitasi dari instrumen palu, *accelerometer* dilekatkan pada posisi tengah dan ujung depan, kemudian *accelerometer* tersebut disambung pada DSA. Berikut adalah *drawing* dari *front fender* beserta dimensinya pada Gambar 1.



Gambar 1. *Drawing Front Fender*

### 2.2 Proses Perhitungan FRF

Proses perhitungan FRF dilakukan dengan pembagian output berupa respon getar terhadap input yang berupa gaya eksitasi perhitungan FRF menggunakan persamaan gerak yang memiliki dia bagian yaitu solusi homogen atau *transient*

dan solusi khusus atau solusi *steady state*. Untuk persamaan gerak getaran bebas yaitu,  $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$ , dengan gaya paksa  $f(t) = Fe^{i\omega t}$  dengan respon steady state dapat ditulis dengan  $x(t) = Xe^{i\omega t}$  dengan posisi demikian maka kecepatan adalah  $\dot{x}(t) = i\omega Xe^{i\omega t}$  dan percepatan adalah  $\ddot{x}(t) = -\omega^2 Xe^{i\omega t}$  dengan substitusi kecepatan dan percepatan maka didapat :

$$-m\omega^2 Xe^{i\omega t} + i\omega c Xe^{i\omega t} + k Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (2.1)$$

Atau disederhanakan menjadi:

$$(-m\omega^2 + i\omega c + k)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (2.2)$$

Hasil rasio dari X (respon getar) terhadap F (input getar) disebut sebagai FRF (Frequency Respon Function)

$$\frac{X}{F}(\omega) = G(\omega) = \frac{1}{-m\omega^2 + i\omega c + k} \quad (2.3)$$

### 2.3 Pengujian

Untuk pengujian getar ini dilakukan analisis modal dengan metode *impact hammer test* dimana specimen uji berupa pipa kotak dipukul dengan *digital hammer* yang kemudian gaya eksitasi tersebut diukur dengan menggunakan *accelerometer*. Untuk lokasi penempatan sensor *accelerometer* yang dipilih terdapat pada tengah dan ujung dari fender motor. Berikut adalah *impact hammer* yang digunakan dalam pengujian pada Gambar 2.



Gambar 2. *Impact Hammer*

Pengujian getaran yang dilakukan pada fender depan ini menggunakan metode *hammer test*. Pengujian dilakukan dengan memukul beberapa titik pada fender depan kemudian dilakukan pengambilan data dengan hasil pengukuran terbaik diambil dari sumbu x, y, dan z. Data yang diamati pada pengujian getar *hammer test* adalah data gaya eksitasi dan respon getar sumbu x, y, dan z. Gaya dieksitasi pada benda selama 1.598 detik, dengan jumlah data point sebanyak 1024 sampel, sehingga laju pengambilan sampel data adalah 640 sampel/detik. Berikut adalah penempatan *accelerometer* di *fender* pada Gambar 3.



Gambar 3. Penempatan *Accelerometer*

## 3. Hasil dan Pembahasan

### 3.1 Pengumpulan Data

Data sinyal pengukuran getar diekspor oleh alat data *acquisition* dalam bentuk *time domain*. Data tersebut terdiri dari dua kolom, kolom kiri merupakan data dalam satuan waktu, sedangkan data pada kolom kanan merupakan data dalam satuan gaya Newton untuk data input dan percepatan gravitasi (G) untuk data respon. Pengujian getar tersebut dicatat pengukuran getar dari gaya eksitasi dan respon getar benda yang diuji pada sumbu x, y, dan z.

Tabel berikut adalah lima baris pertama dari data gaya eksitasi *Impact Hammer* dan Respon *Channel 2* (respon sumbu X), dengan jumlah data poin sebanyak 1024 dengan durasi pengambilan data selama 1.6 detik, dengan sampel frekuensi 640 sampel/detik, dan rentang frekuensi 0 - 250 Hz.

**Tabel 1.** Tabel Data Eksitasi dan Respon X

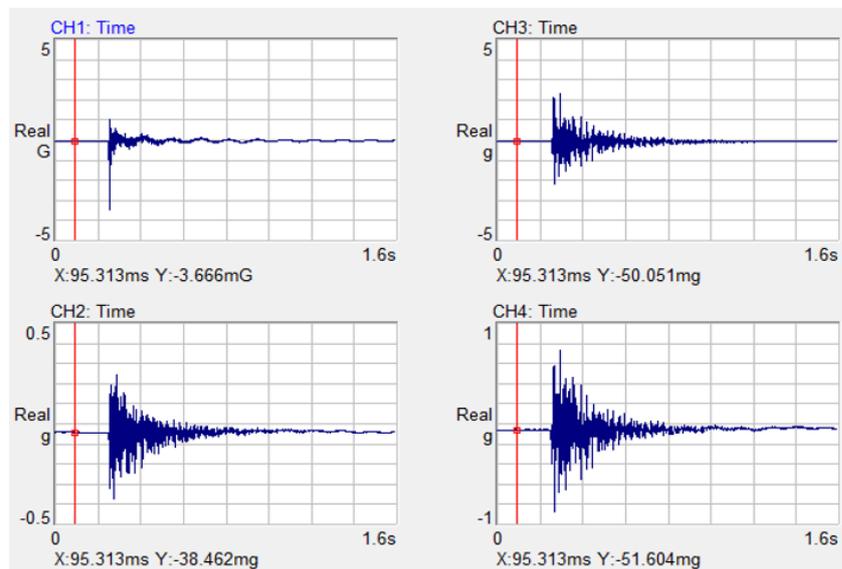
Data Eksitasi		Data Respon Channel 2	
Durasi (Detik)	Gaya Eksitasi (N)	Durasi (Detik)	Percepatan Gravitasi (G)
0.00000000E+000	-4.44633514E-003	0.00000000E+000	-3.90490778E-002
1.56250000E-003	-4.21484560E-003	1.56250000E-003	-3.96360345E-002
3.12500000E-003	-4.19864152E-003	3.12500000E-003	-3.86577733E-002
4.68750000E-003	-4.43707546E-003	4.68750000E-003	-3.70925516E-002
6.25000000E-003	-4.27966285E-003	6.25000000E-003	-3.46142836E-002

Tabel berikut adalah lima baris pertama dari data Respon Channel 3 (respon sumbu Y) dan Respon Channel 4 (respon sumbu Z), dengan jumlah data poin sebanyak 1024 dengan durasi pengambilan data selama 1.6 detik, dengan sampel frekuensi 640 sampel/detik, dan rentang frekuensi 0 - 250 Hz.

**Tabel 2.** Tabel Data Respon Y dan Respon Z

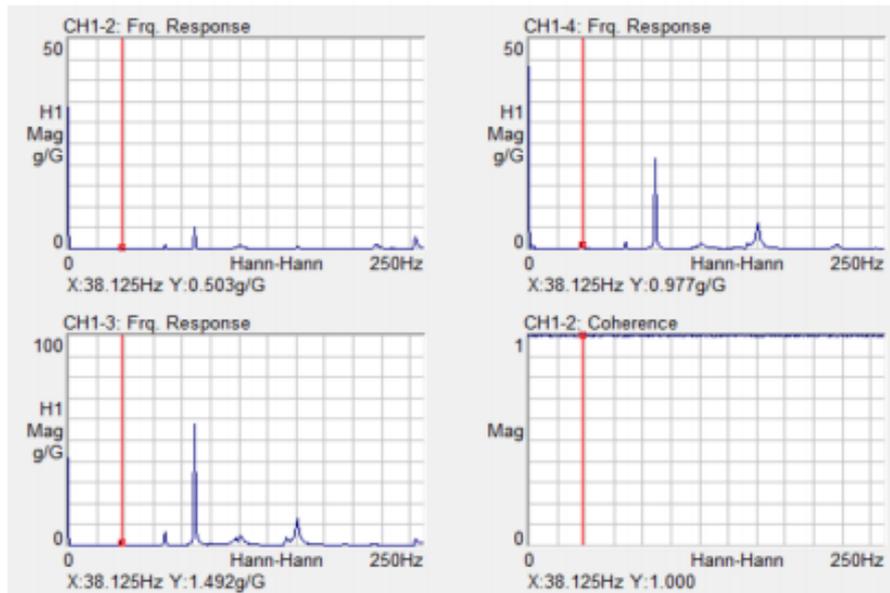
Data Respon Channel 3		Data Respon Channel 4	
Durasi (Detik)	Gaya Eksitasi (N)	Durasi (Detik)	Percepatan Gravitasi (G)
0.00000000E+000	-5.27869351E-002	0.00000000E+000	-5.66390455E-002
1.56250000E-003	-5.18327318E-002	1.56250000E-003	-5.36608472E-002
3.12500000E-003	-5.21349162E-002	3.12500000E-003	-5.52208573E-002
4.68750000E-003	-5.20235859E-002	4.68750000E-003	-5.57172224E-002
6.25000000E-003	-5.21985330E-002	6.25000000E-003	-5.52385151E-002

Gambar 4 menunjukkan plot grafik domain waktu Channel 1 (Eksitasi/Input), Channel 2 (Respon Sumbu X), Channel 3 (Respon Sumbu Y), Channel 4 (Respon Sumbu Z) yang didapat dari hasil pengukuran dengan menggunakan alat *Digital Signal Analyzer*.



**Gambar 4.** Plot Domain Waktu Hasil Pengukuran *Front Fender*

Gambar 5 menunjukkan plot grafik *frequency response* Channel 1-2 (Respon Sumbu X terhadap Eksitasi), Channel 1-3 (Respon Sumbu Y terhadap Eksitasi), Channel 1-4 (Respon Sumbu Z terhadap Eksitasi), dan *Coherence*.

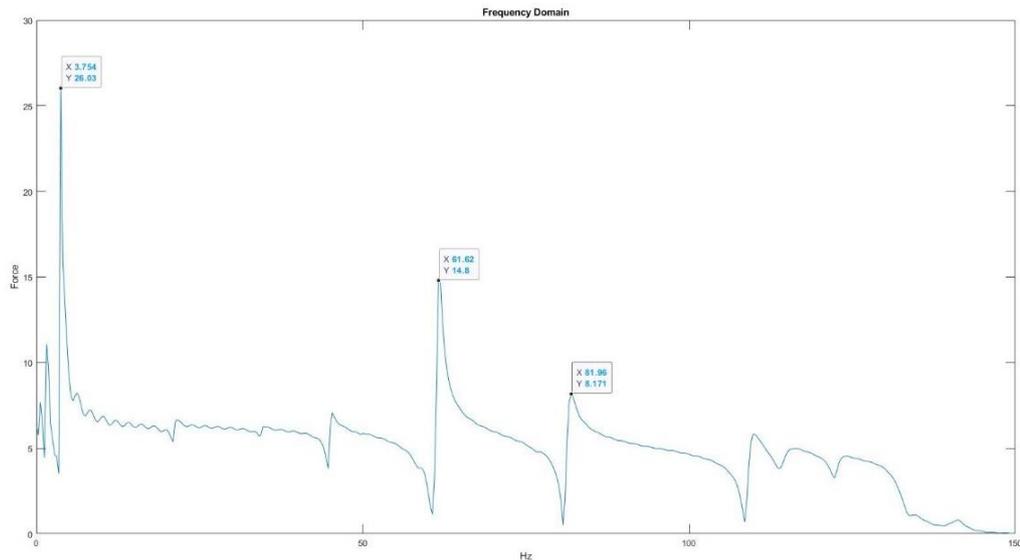


Gambar 5. Plot *Frequency Respon* dan *Coherence* dari Hasil Pengukuran *Front Fender*

### 3.2 Transformasi Domain Frekuensi

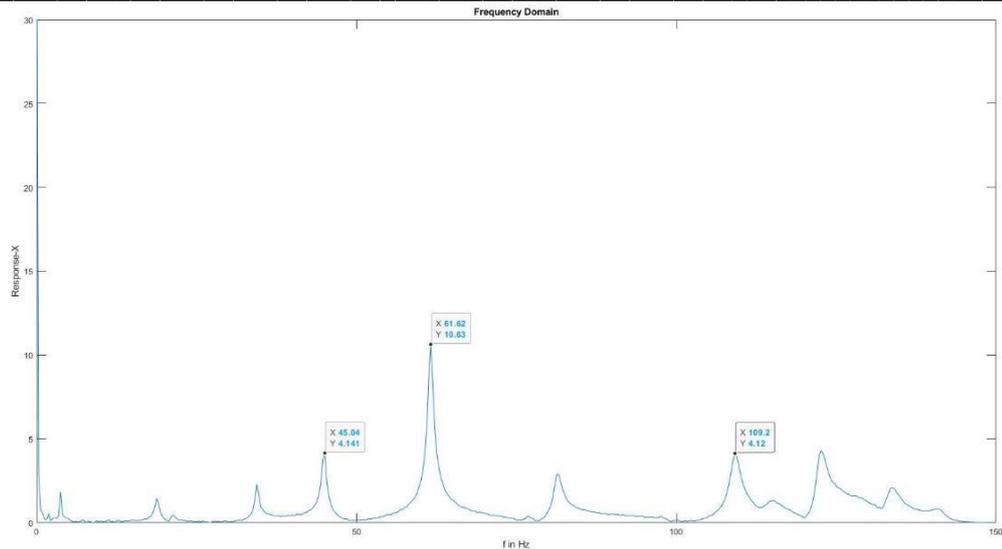
Semua data tersebut diimport ke *software* MATLAB untuk kemudian ditransformasi menjadi *frequency domain* dengan menggunakan algoritma *Fast Fourier Transform* menggunakan syntax “ $Y = \text{fft}(X)$ ” dengan  $X$  adalah data respon getar percepatan gravitasi dan  $Y$  merupakan hasil perhitungan FFT, maka data tersebut berubah menjadi domain frekuensi.

Maka didapatkan plot domain frekuensi gaya eksitasi, dari hasil perhitungan algoritma FFT (*Fast Fourier Transform*) dengan grafik pada Gambar 6.



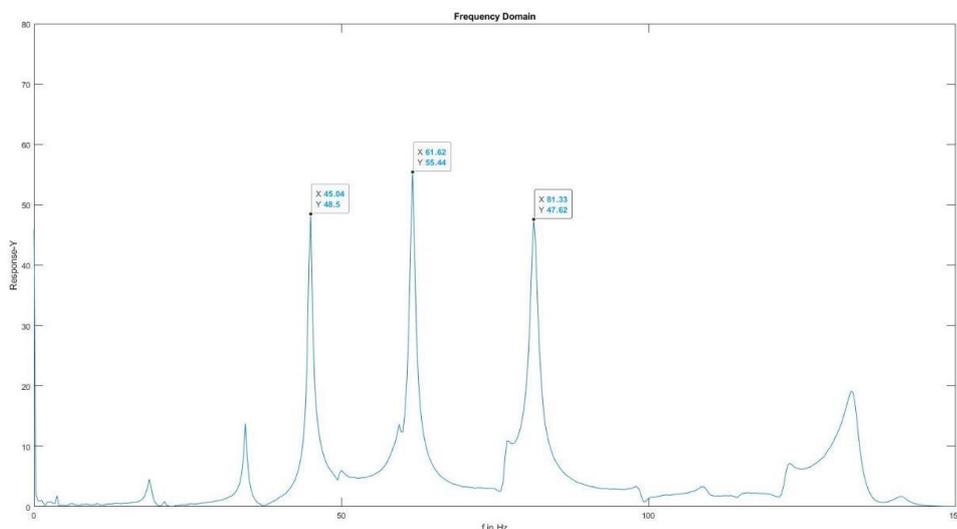
Gambar 6. Plot Domain Frekuensi Eksitasi

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa magnitudo tertinggi eksitasi gaya sebesar 26.03 g yang terjadi pada frekuensi 3.75 Hz, untuk titik puncak magnitudo kedua sebesar 14.8 g yang terjadi pada frekuensi 61.62 Hz, dan untuk titik puncak magnitudo ketiga sebesar 8.17 g yang terjadi pada frekuensi 81.96 Hz.



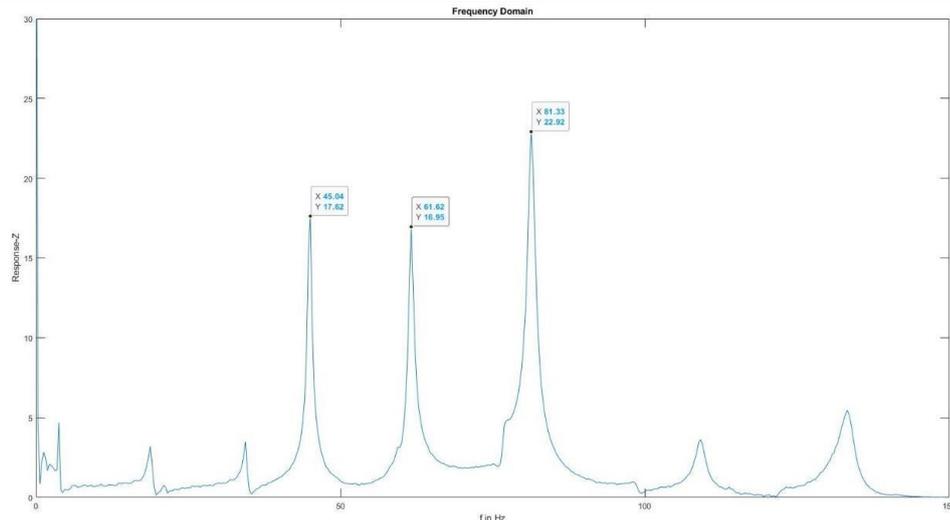
**Gambar 7.** Plot Domain Frekuensi Respon X

Dari grafik pada Gambar 7 diatas dapat dilihat bahwa magnitudo tertinggi respon x sebesar 10.63 g yang terjadi pada frekuensi 61.62 Hz, untuk titik puncak magnitudo kedua sebesar 4.14 g yang terjadi pada frekuensi 45.04 Hz, dan untuk titik puncak magnitudo ketiga 4.12 g yang terjadi pada frekuensi 109.2 Hz. Terlihat bahwa magnitudo tertinggi respon x sama dengan magnitudo titik puncak kedua pada frekuensi domain gaya eksitasi yaitu pada 61.62 Hz.



**Gambar 8.** Plot Domain Frekuensi Respon Y

Dari grafik pada Gambar 8 diatas dapat dilihat bahwa magnitudo tertinggi respon y sebesar 55.44 g yang terjadi pada frekuensi 61.62 Hz, untuk titik puncak magnitudo kedua sebesar 48.5 g yang terjadi pada frekuensi 45.04 Hz, dan untuk titik puncak magnitudo ketiga 47.62 g yang terjadi pada frekuensi 81.33 Hz. Terlihat bahwa frekuensi pada magnitudo tertinggi respon y sama dengan frekuensi magnitudo titik puncak kedua pada Domain Frekuensi gaya eksitasi yaitu 61.62 Hz, dan frekuensi pada magnitudo titik puncak ketiga respon y sangat dekat dengan frekuensi magnitudo titik puncak ketiga pada domain frekuensi gaya eksitasi yaitu 81.33 Hz dan 81.96 Hz.

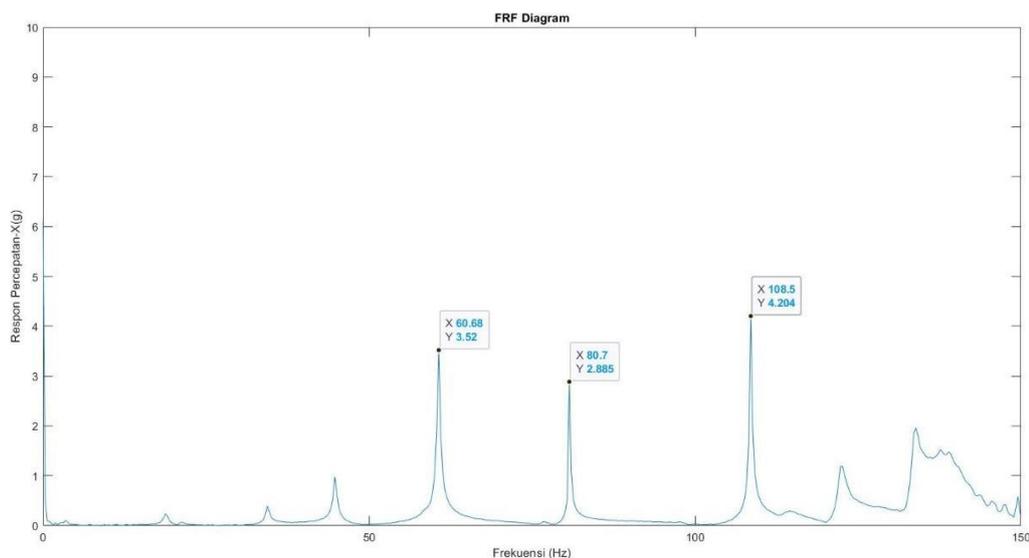


**Gambar 9.** Plot Domain Frekuensi Respon Z

Dari grafik pada Gambar 9 diatas dapat dilihat bahwa magnitudo tertinggi respon z sebesar 22.92 g yang terjadi pada frekuensi 81.33 Hz, untuk titik puncak magnitudo kedua sebesar 17.62 g yang terjadi pada frekuensi 45.04 Hz, dan untuk titik puncak magnitudo ketiga 16.95 g yang terjadi pada frekuensi 61.62 Hz. Terlihat bahwa frekuensi pada magnitudo tertinggi respon z sangat dekat dengan frekuensi magnitudo titik puncak ketiga pada domain frekuensi gaya eksitasi yaitu 81.33 Hz dan 81.96 Hz, dan frekuensi pada magnitudo titik puncak ketiga respon z sama dengan frekuensi magnitudo titik puncak kedua pada domain frekuensi gaya eksitasi yaitu 61.62 Hz.

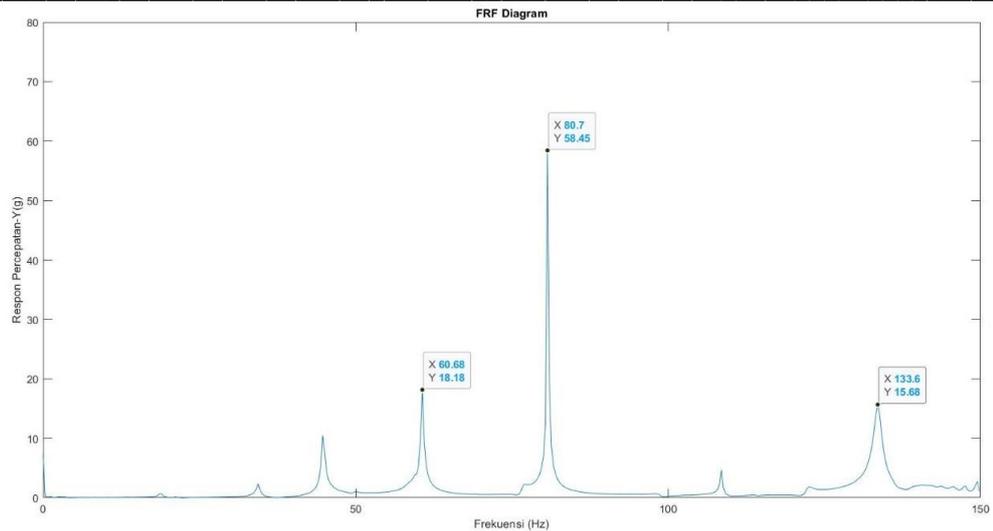
### 3.3 Grafik Hasil Perhitungan FRF

Setelah data berhasil ditransformasi dari domain waktu ke domain frekuensi kemudian hasil transformasi tersebut dihitung FRF nya dengan membagi gaya input terhadap respon perpindahan grafik FRF didapat dengan memuat plot hasil pembagian respon gaya terhadap gaya eksitasi. Maka didapatkanlah plot grafik FRF respon x, dari hasil perhitungan FRF dengan grafik pada Gambar 10.



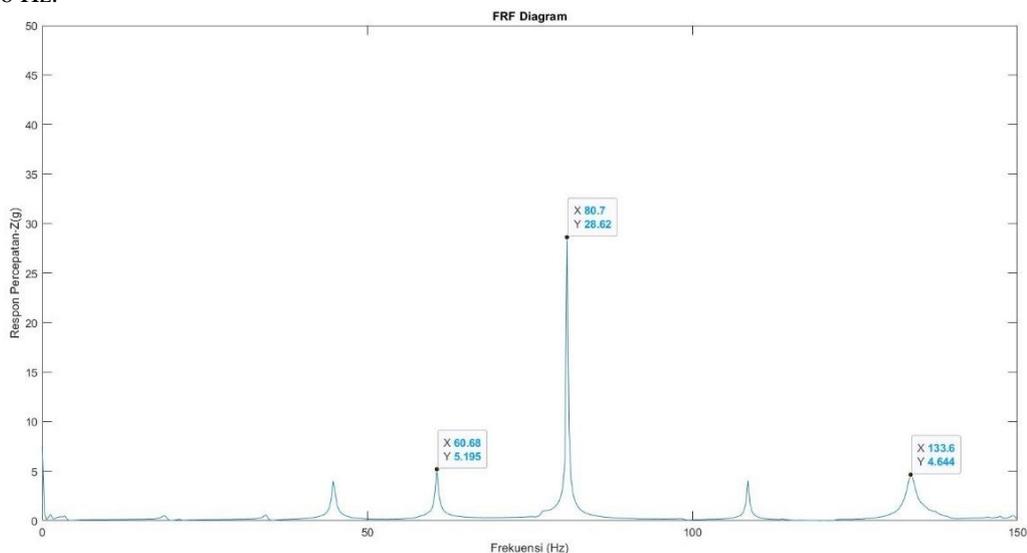
**Gambar 10.** Plot Diagram FRF Respon X

Dari grafik diatas bahwa pada FRF respon x terdapat tiga puncak magnitudo, dimana titik puncak magnitudo pertama yaitu sebesar 3.52 g yang terjadi pada frekuensi 60.68 Hz, titik puncak magnitudo kedua yaitu sebesar 2.88 g yang terjadi pada frekuensi 80.7 Hz, dan titik puncak magnitudo ketiga yaitu sebesar 4.2 g yang terjadi pada frekuensi 108.5 Hz.



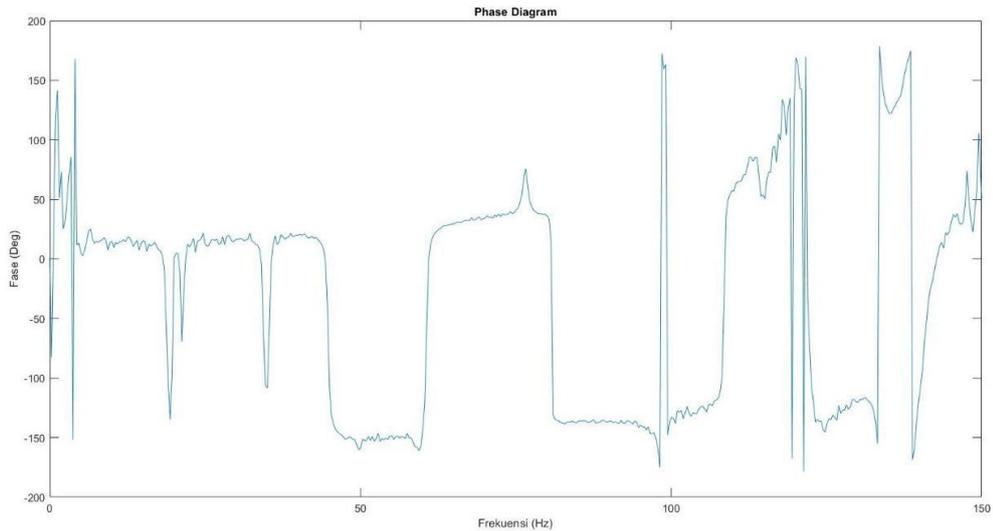
**Gambar 11.** Plot Diagram FRF Respon Y

Dari grafik pada Gambar 11 diatas bahwa pada FRF respon y terdapat tiga puncak magnitude, dimana titik puncak magnitude pertama yaitu sebesar 18.18 g yang terjadi pada frekuensi 60.68 Hz, titik puncak magnitude kedua yaitu sebesar 58.45 g yang terjadi pada frekuensi 80.7 Hz, dan titik puncak magnitude ketiga yaitu sebesar 15.68 g yang terjadi pada frekuensi 133.6 Hz.

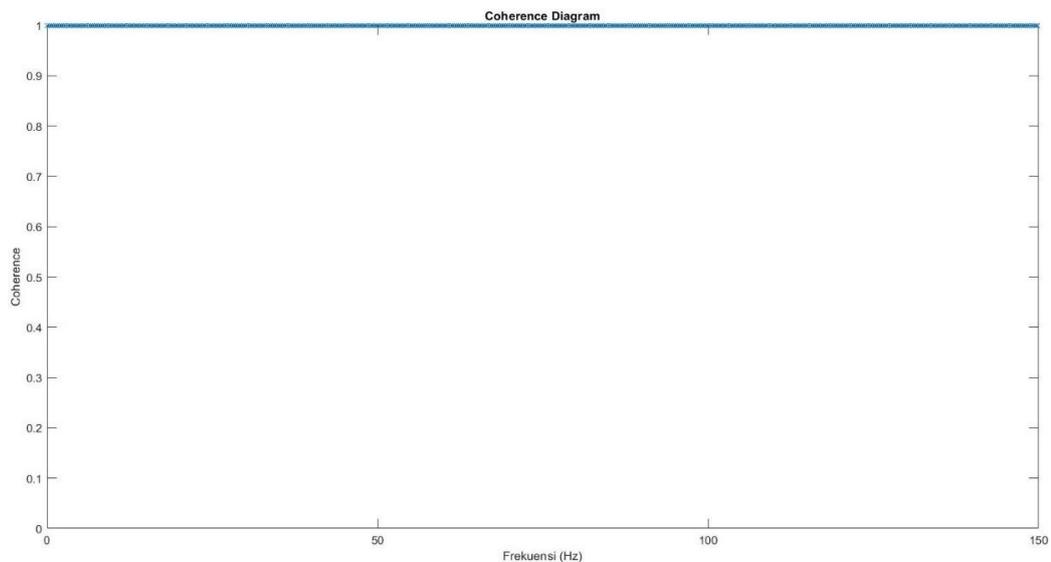


**Gambar 12.** Plot Diagram FRF Respon Z

Dari grafik pada gambar 12 diatas bahwa pada FRF respon z terdapat tiga puncak magnitude, dimana titik puncak magnitude pertama yaitu sebesar 5.19 g yang terjadi pada frekuensi 60.68 Hz, titik puncak magnitude kedua yaitu sebesar 28.62 g yang terjadi pada frekuensi 80.7 Hz, dan titik puncak magnitude ketiga yaitu sebesar 4.64 g yang terjadi pada frekuensi 133.6 Hz. Berikut adalah grafik fase dan koherensi dari perhitungan FRF sebelumnya yang dapat dilihat pada Gambar 13 dan Gambar 14.



**Gambar 13.** Plot Diagram Fase



**Gambar 14.** Plot Diagram Koherensi dari Perhitungan FRF terhadap Domain Frekuensi

### 3.4 Damping Ratio

Untuk mendapatkan damping ratio maka dilakukan perhitungan menggunakan rumus *Half-Power Bandwidth* yang sudah dibahas pada bab sebelumnya, yaitu dengan cara membagi titik magnitude puncak dengan  $\sqrt{2}$ , dan didapat  $\omega_1$  dan  $\omega_2$ . Langkah selanjutnya selisih kedua  $\omega$  dibagi dengan magnitude tertingginya, maka akan didapat rasio redamannya. Berikut adalah gambar tabel *Damping Ratio – Quantification*[10] yang akan digunakan sebagai acuan apakah damping ratio yang sudah didapatkan sudah sesuai atau belum. Karena material *Front Fender* yang diuji menggunakan material *plastic ABS*, maka rentang *damping ratios -quantification* yang digunakan adalah 0.02 – 0.05 yang dapat dilihat pada Gambar 15.

### Damping ratios - quantification

System	$\zeta$ [-]
Helical springs	$\approx 0$
Metals in elastic deformation range	$< 0.01$
Granite	$> 0.01$
Continuous metal structures	0.02 - 0.04
Metal structures with joints	0.03 - 0.07
Plastics: hard - soft	0.02 - 0.05
Rubbers	0.05
Sintered material (piezos)	0.05
Glue	$> 0.05$
Damping materials	$> 0.05$
Airpots (vibration isolation tables)	0.07
Elastomers	0.1-0.15
NBR Nitrile Rubbers	0.1
Glass fiber pads	0.1-0.2

**Gambar 15.** Gambar Tabel *Damping Ratios – Quantification*

Menggunakan rumus *Half-Power Bandwidth* untuk menghitung *damping ratio*, berikut adalah tabel hasil perhitungan *damping rationya*

**Tabel 3.** Tabel Hasil Perhitungan *Damping Ratio* Respon X

Respon X						
Magnitude 1						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
3.52	2.49	60.45	60.87	0.119	<b>0.0597</b>	Kurang Sesuai
Magnitude 2						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
2.88	2.04	80.59	80.85	0.090	<b>0.0451</b>	Sesuai
Magnitude 3						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
4.20	2.97	108.39	108.71	0.076	<b>0.0381</b>	Sesuai

Dari tabel diatas terlihat bahwa untuk magnitudo pertama dengan frekuensi pribadi 3.52 g didapatkan *damping rationya* 0.0597 yang mana kurang sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan, untuk magnitudo kedua dengan frekuensi pribadi 2.88 g didapatkan *damping rationya* 0.0451 dan magnitudo ketiga dengan frekuensi pribadi 4.20 g didapatkan *damping rationya* 0.0381 yang sudah sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan.

**Tabel 4.** Tabel Hasil Perhitungan *Damping Ratio* Respon Y

Respon Y						
Magnitude 1						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
18.18	12.86	60.49	60.87	0.021	<b>0.0105</b>	Kurang Sesuai

Magnitude 2						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
58.45	41.33	80.59	80.84	0.004	<b>0.0021</b>	Tidak Sesuai
Magnitude 3						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
15.68	11.09	132.95	134.15	0.077	<b>0.0383</b>	Sesuai

Dari tabel diatas terlihat bahwa untuk magnitudo pertama dengan frekuensi pribadi 18.18 g didapatkan *damping rationya* 0.0105 dan magnitudo kedua dengan frekuensi pribadi 58.45 g didapatkan *damping rationya* 0.0021 yang tidak sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan. Untuk magnitudo ketiga dengan frekuensi pribadi 15.68 g didapatkan *damping rationya* 0.0383 yang sudah sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan.

**Tabel 5.** Tabel Hasil Perhitungan Damping Ratio Respon Z

Respon Z						
Magnitude 1						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
5.19	3.67	60.49	60.88	0.075	<b>0.0376</b>	Sesuai
Magnitude 2						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
28.62	20.24	80.59	80.84	0.009	<b>0.0044</b>	Tidak Sesuai
Magnitude 3						
$\omega_n$	$\frac{\omega_n}{\sqrt{2}}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$2\zeta$	$\zeta$	Keterangan
4.64	3.28	133.03	134.28	0.0269	<b>0.01347</b>	Tidak Sesuai

Dari tabel diatas terlihat bahwa untuk magnitudo pertama dengan frekuensi pribadi 5.19 g didapatkan *damping rationya* 0.0376 yang sudah sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan. Sedangkan untuk magnitudo kedua dengan frekuensi pribadi 28.62 g didapatkan *damping rationya* 0.0044 dan untuk magnitudo ketiga dengan frekuensi pribadi 4.64 g didapatkan *damping rationya* 0.1347 yang mana tidak sesuai dengan rentang frekuensi yang diinginkan.

#### 4. Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan serta uraian pembahasan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut

1. Plot grafik FRF yang telah dilakukan sudah benar karena tiap plot grafik FRF sesuai dengan grafik *frequency response* yang didapat ketika pengujian
2. Plot *FRF Diagram Response X* memiliki 3 magnitudo tertinggi, dengan 1 magnitudo yang kurang sesuai dan 2 magnitudo yang sesuai yaitu magnitudo kedua dengan *natural frequency* ( $\omega_n$ ) = 2.88 dan *damping ratio* ( $\zeta$ ) = 0.0451 dan magnitudo ketiga dengan *natural frequency* ( $\omega_n$ ) = 4.20 dan *damping ratio* ( $\zeta$ ) = 0.0381
3. Plot *FRF Diagram Response Y* memiliki 3 magnitudo tertinggi, dengan 2 magnitudo yang kurang sesuai dan 1 magnitudo yang sesuai yaitu magnitudo ketiga dengan *natural frequency* ( $\omega_n$ ) = 15.68 dan *damping ratio* ( $\zeta$ ) = 0.0383
4. Plot *FRF Diagram Response Z* memiliki 3 magnitudo tertinggi, dengan 2 magnitudo yang kurang sesuai dan 1 magnitudo yang sesuai yaitu magnitudo pertama dengan *natural frequency* ( $\omega_n$ ) = 5.19 dan *damping ratio* ( $\zeta$ ) = 0.0376
5. Grafik sudut fase menunjukkan sudut 180 derajat pada frekuensi resonansi yang menunjukkan bahwa grafik FRF respon sudah sesuai dengan gaya input yang diberikan.
6. Grafik koherensi FRF menunjukkan angka 1 pada sumbu y yang mengkonfirmasi bahwa plot FRF sesuai dengan plot respon frekuensi

## 5. Referensi

- [1] Anonymus, “*Mengenal Modal Analysis*”, [www.mbludus.com](http://www.mbludus.com), diakses ; 10 September 2021
- [2] Schmitz, T., & Smith, K., 2012, “*Mechanical Vibrations*”, Springer Science & Business Media, United States.
- [3] Schilling, R., & Harris, S., 2010, “*Fundamentals of Digital Signal Processing using MATLAB (Second Edition)*”, CENGAGE Learning, New York
- [4] Quinquis, A., 2007, “*Digital Signal Processing Using MATLAB*”, WILEY, France.
- [5] Leis, J. W. (2011), “*Digital Signal Processing Using Matlab for Students and Researchers*”, WILEY, Canada.
- [6] Silva, J. M., & Maia, N. M., 1998, “*Modal Analysis and Testing*”, Springer Science & Business Media, Portugal.
- [7] Calandre, V. D, “*Experimental Modal Analysis*”, [www.experimentalmodalanalysis.com](http://www.experimentalmodalanalysis.com) diakses ; 3 Oktober 2021
- [8] Thanh, T., Viet, H., & Zhaoheng, L, 2021, “*Linearization of dynamic equations for vibration and modal analysis of flexible joint manipulators*”, 167: 104516.
- [9] A., J., Mohd Nashrul, M., & S.N., K., 2020, “An Innovative Approach for Conducting Experimental Modal Analysis”, 159: 107795.
- [10] Janssen, H., Janssen, M., Teuwen, M., Bree, B. v., & Bastiaens, M., “*Structural Damping Properties of Mechanical Systems*”, [www.jpe-innovations.com](http://www.jpe-innovations.com), diakses ; 20 Oktober 2021