



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM141585

# **ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER* (TMD) TERHADAP RESPON DINAMIS MODEL TURBIN ANGIN STRUKTUR BERTINGKAT**

NIDYA MARCHIKA SUDARSONO  
NRP. 0211144000027

Dosen Pembimbing  
Dr. Eng. HARUS LAKSANA GUNTUR, S.T., M.Eng.

Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





**TUGAS AKHIR - TM141585**

**ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER* (TMD) TERHADAP RESPON DINAMIS MODEL TURBIN ANGIN STRUKTUR BERTINGKAT**

**NIDYA MARCHIKA SUDARSONO**  
NRP. 0211144000027

Dosen Pembimbing  
Dr. Eng. HARUS LAKSANA GUNTUR, S.T., M.Eng.

Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





**FINAL PROJECT - TM141585**

**ANALYSIS OF TUNED MASS DAMPER  
(TMD) EFFECT ON DYNAMIC RESPONSE  
OF MULTILEVEL WIND TURBINE MODEL  
STRUCTURE**

**NIDYA MARCHIKA SUDARSONO**  
NRP. 0211144000027

*Supervisor*  
Dr. Eng. HARUS LAKSANA GUNTUR, S.T., M.Eng.

*Department of Mechanical Engineering*  
*Faculty Of Industrial Technology*  
*Sepuluh Nopember Institute Of Technology*  
Surabaya 2018



**ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER* (TMD) TERHADAP RESPON DINAMIS MODEL TURBIN ANGIN STRUKTUR BERTINGKAT**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**NIDYA MARCHIKA SUDARSONO**  
NRP. 0211144000027

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. (Pembimbing)  
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. (Penguji I)  
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)  
NIP. 198907052015042005
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. (Penguji III)  
NIP. 196807061999031004

**SURABAYA**

**JULI, 2018**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan.”*

# **ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN *TUNED MASS DAMPER* (TMD) TERHADAP RESPON DINAMIS MODEL TURBIN ANGIN STRUKTUR BERTINGKAT**

**Nama Mahasiswa** : Nidya Marchika Sudarsono  
**NRP** : 0211144000027  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Desen Pembimbing** : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST,  
M.Eng

## **ABSTRAK**

*Turbin angin adalah salah satu alat yang digunakan untuk mengonversikan energi mekanik menjadi energi listrik. Energi mekanik yang dimanfaatkan oleh turbin angin adalah energi angin. Semakin tinggi menara turbin angin, maka akan semakin besar pula gaya angin yang diterima. Menara turbin angin yang tidak dapat menerima getaran yang besar adalah penyebab terbesar dari gagalnya turbin angin. Struktur menara turbin angin berpengaruh pada ketahanan menara terhadap getaran. Salah satu cara untuk meredam getaran adalah dengan memberikan massa tambahan pada puncak menara (nacelle) yang biasa disebut dengan Tuned Mass Damping (TMD). Penelitian mengenai respon penambahan TMD pada turbin angin telah banyak dilakukan, namun tidak banyak yang melakukan eksperimen dan analisis respon penambahan TMD pada turbin angin dengan struktur bertingkat. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis model turbin angin dengan struktur bertingkat melalui eksperimen yang kemudian akan dibandingkan dengan hasil simulasi perangkat lunak numerik.*

*Penelitian ini diawali dengan studi literatur dan identifikasi masalah. Dilanjutkan dengan membuat model dinamis dan persamaan gerak dari sistem. Kemudian mencari parameter-parameter yang dibutuhkan dalam simulasi. Parameter yang digunakan dalam simulasi harus sama dengan parameter*

*pengujian agar hasil yang diperoleh dapat dibandingkan. Setelah itu, blok diagram simulasi dibuat dan merancang model eksperimen. Setelah model eksperimen dibangun, pengambilan data dilakukan. Input yang diberikan pada penelitian ini adalah frekuensi dari shaker. Kemudian hasil eksperimen akan divalidasi dengan hasil simulasi yang dilakukan.*

*Hasil dari penelitian ini adalah telah dibuat model turbin angin menara bertingkat dengan shaker sebagai input gaya unbalance dari sistem dengan nilai eror antara hasil eksperimen dan simulasi yang lebih dari 5%. Sehingga respon percepatan yang didapatkan dari eksperimen tidak valid. Serta telah dirancang TMD dengan massa 0,32935 kg yang merupakan 7% dari massa total model turbin angin. TMD ini akan meredam getaran secara optimum jika dioperasikan pada frekuensi 21 Hz yang mendekati frekuensi natural kedua sistem tanpa TMD.*

***Kata kunci : Getaran, Peredam Getaran, Turbin Angin, Menara Bertingkat, TMD***

**ANALYSIS OF TUNED MASS DAMPER (TMD) EFFECT  
ON DYNAMIC RESPONSE OF MULTILEVEL WIND  
TURBINE MODEL STRUCTURE**

**Name** : Nidya Marchika Sudarsono  
**NRP** : 0211144000027  
**Department** : *Mechanical Engineering- ITS*  
**Academic Supervisor** : **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST,  
M.Eng**

**ABSTRACT**

*Wind turbine is a tool that convert mechanical energy into electrical energy. The mechanical energy utilized by wind turbines is wind energy. The higher the wind turbine tower, the greater the accepted wind force. Wind turbine towers that can not receive large vibrations are the biggest cause of wind turbine failure. The structure of the wind turbine tower affects the resistance of the tower to the vibration. One way to dampen vibration is to provide extra mass at the top of the tower (nacelle) commonly called the Tuned Mass Damping (TMD). Research on the response of the addition of TMD to wind turbines has been widely practiced, but not many have conducted experiments and analysis of TMD addition responses in wind turbines with multilevel structures. Therefore, this research is conducted to find out the dynamic response of wind turbine model with multilevel structure through experiment which then will be compared with the result of simulation of numerical software.*

*This research begins with literature studies and problem identification. Followed by the dynamic modeling and motion equations of the system. Then look for the parameters needed in the simulation. The parameters used in the simulation should be the same as the test parameters so that the results obtained can be*

*compared. After that, a block diagram of the simulation was created and designing the experimental model. Once the experimental model is built, data retrieval is done. Input given in this research is frequency of shaker. Then the experimental results will be validated with the simulation results.*

*From this research, the multilevel wind turbine structure with shaker as input of unbalance force from system has been modeled, with error value between experiment result and simulation which more than 5%, So the acceleration response obtained from the experiment is not valid. Also, TMD with a mass of 0.32935 kg which is 7% of the total mass of wind turbine models has been designed. This TMD will damp vibration optimally if operated at 21 Hz frequency that accepts the natural frequency of both systems without TMD.*

**Keywords : Vibrations, Vibration Absorber, Wind Turbine, Step Tower, TMD**

## KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis haturkan kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Sudarsono, Ibu Kiptiya Ningsih tercinta, Adik Nuzulul Auliana Darsono dan Keluarga yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng., selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., Ibu Aida Anisa Amin, ST., MT., dan Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T., selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih telah meluangkan waktunya dan atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Rekan satu tim tugas akhir penulis Alaika, Imelda, Faradilla, Rozina, Syaldiles, Bonifasius, Yoga, Cahyo, mbak Ajeng, dan mbak Lisa dalam susah senang menyelesaikan tugas akhir bersama.
5. Kekasih tercinta, Rayhan Zufar Muhammad, terima kasih atas dukungannya kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.
6. Seluruh teman-teman pengurus BEM FTI ITS 2016/2017 Totalitas Berdedikasi.
7. Teman-teman Asrama Paguma yang selalu menemani dan memberi semangat kepada penulis.
8. Sahabat laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis yang memberikan semangat penulis.

9. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS yang Baik dan Ramah.
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 26 Juli 2018

**Penulis**



3.8 Pengambilan Data Eksperimen.....	43
3.9 Simulasi dengan Matlab .....	44
3.10 Analisis Grafik Respon Dinamis .....	46
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>47</b>
4.1 Mekanisme Model Eksperimen Turbin Angin dan TMD ( <i>Tuned Mass Damper</i> ).....	47
4.1.1 Mekanisme Model Eksperimen Turbin Angin .....	47
4.1.2 Mekanisme Model TMD .....	51
4.2 Pemodelan Sistem Turbin Angin.....	53
4.2.1 Sistem Utama Tanpa TMD.....	53
4.2.2 Sistem Utama Menggunakan TMD .....	54
4.3 Diagram Blok .....	56
4.4 Analisis Hasil Simulasi .....	58
4.4.1 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Tanpa TMD .....	59
4.4.2 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Menggunakan TMD 3% Massa Total.....	61
4.4.3 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Menggunakan TMD 5% Massa Total.....	64
4.4.4 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Menggunakan TMD 7% Massa Total.....	66
4.5 Analisis Hasil Eksperimen .....	69
4.5.1 Analisis Mekanisme Model Turbin Angin Tanpa TMD .....	69
4.5.2 Analisis Mekanisme Model Turbin Angin Menggunakan TMD .....	70
4.6 Pembahasan.....	71
4.6.1 Pembahasan Hasil Simulasi dan Eksperimen .....	71
4.6.2 Pengaruh Variasi Frekuensi dan Massa TMD terhadap Respon Percepatan Sistem .....	74
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>85</b>
5.1 Kesimpulan.....	85
5.2 Saran.....	85
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>87</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>89</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>xxiii</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Respon perpindahan nasel dengan dan tanpa TMD (a) beban angin <i>steady</i> (b) beban angin turbulen .....	6
Gambar 2. 2 TMD pada baling-baling .....	7
Gambar 2. 3 Perbandingan respon perpindahan pada baling-baling (a) dengan TMD pasif, dan (b) dengan ATMD [3] ..	8
Gambar 2. 4 Turbin angin dengan TMD di pondasi translasi, TMD di pondasi rotasi, dan TMD pada <i>nacelle</i> .....	9
Gambar 2. 5 (a) Model turbin angin dan (b) <i>Ball Vibration Absorber</i> .....	10
Gambar 2. 6 Perbandingan respon struktur dengan DX1 (a) perpindahan puncak dan (b) percepatan absolut puncak.....	10
Gambar 2. 7 skema peralatan pengujian menara turbin angin ....	12
Gambar 2. 8 Model dinamis <i>Tuned Rolling-ball Damper</i> .....	12
Gambar 2. 9 Respon frekuensi dari eksperimen dengan dan tanpa TMD .....	14
Gambar 2.10 Respon tanpa TMD dan penggunaan TMD (a) berjumlah satu dan enam buah bola dan (b) Respon penggunaan TMD berjumlah delapan dan sepuluh buah bola.....	15
Gambar 2. 11 Turbin angin dengan tipe <i>tubular steel tower</i> .....	16
Gambar 2. 12 Turbin angin dengan tipe <i>lattice tower</i> .....	17
Gambar 2. 13 Turbin angin dengan tipe <i>concrete tower</i> .....	17
Gambar 2. 14 Turbin angin dengan tipe <i>guyed pole tower</i> .....	18
Gambar 2. 15 Turbin angin dengan tipe <i>hybrid tower</i> .....	19
Gambar 2. 16 Respon perpindahan untuk massa pegas sederhana dengan peredam.....	19
Gambar 2. 17 <i>Rod</i> dengan beban ujung berdefleksi secara horizontal .....	20
Gambar 2. 18 Kantilever dengan pembebanan di ujung .....	21
Gambar 2. 21 TMD pada struktur SDOF .....	22
Gambar 2. 22 TMD translasi dengan 2 pegas dan peredam .....	24
Gambar 2. 23 <i>Active Tuned Mass Damper (ATMD)</i> .....	25

Gambar 2. 24 Sistem TMD pendulum (a) aktual dan (b) ekivalen .....	25
Gambar 2.25 Pendulum rocker (a) aktual dan (b) ekivalen.....	26
Gambar 2.26 Sistem SDOF dengan TMD.....	27
Gambar 2.27 Sistem SDOF tanpa peredam yang dikopel dengan TMD dengan peredam.....	28
Gambar 2. 28 Grafik $H_2$ terhadap $\rho$ .....	29
Gambar 2. 29 Grafik $H_2$ terhadap $\rho$ pada $\xi_d$ optimum .....	30
Gambar 2. 30 Kurva respon pada sistem dengan TMD optimum .....	31
Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian .....	33
Gambar 3.2 Model fisik eksperimen turbin angin struktur bertingkat (a) tanpa TMD dan .....	35
Gambar 3. 3 Model dinamis turbin angin tanpa TMD .....	36
Gambar 3. 4 <i>Free body diagram</i> dari <i>shaker</i> .....	36
Gambar 3. 5 <i>Free body diagram</i> menara bawah .....	37
Gambar 3. 6 <i>Free body diagram</i> dari <i>nacelle</i> dan menara atas ..	38
Gambar 3. 7 Model dinamis sistem turbin angin dengan TMD .	38
Gambar 3. 8 <i>Free body diagram</i> dari <i>nacelle</i> dan menara atas ..	39
Gambar 3. 9 <i>Free body diagram</i> dari TMD .....	39
Gambar 3. 10 Diagram alir pembuatan model eksperimen .....	42
Gambar 3. 11 Rancangan model eksperimen .....	43
Gambar 3. 12 Diagram alir pengambilan data eksperimen .....	44
Gambar 3. 13 Diagram alir simulasi dengan MATLAB Simulink .....	45
Gambar 4. 1 Model Eksperimen Turbin Angin.....	47
Gambar 4. 2 Grafik hasil pengukuran getaran bebas <i>shaker</i> .....	50
Gambar 4. 3 TMD pada nasei.....	52
Gambar 4. 4 Diagram blok sistem sebelum penambahan TMD. 57	
Gambar 4. 5 Diagram blok sistem setelah penambahan TMD ...	58
Gambar 4. 6 Grafik respon percepatan pada (a) <i>shaker</i> , (b) menara bawah, dan (c) nasei dengan variasi frekuensi berbeda .....	60
Gambar 4. 7 Grafik respon percepatan model turbin angin pada (a) <i>shaker</i> , (b) menara bawah, (c) nasei, dan (d) TMD setelah diberi massa TMD 3%.....	63

Gambar 4. 8 Grafik respon percepatan model turbin angin pada (a) <i>shaker</i> , (b) menara bawah, (c) naseel,dan (d) TMD setelah diberi massa TMD 5% .....	65
Gambar 4. 9 Grafik respon percepatan pada (a) <i>shaker</i> , (b) menara bawah, (c) naseel, dan (d) TMD setelah diberi TMD 7% .....	68
Gambar 4. 10 Grafik respon percepatan hasil eksperimen .....	70
Gambar 4. 11 Grafik respon percepatan .....	71
Gambar 4. 12Perbandingan nilai RMS percepatan hasil eksperimen dan simulasi (a) sistem tanpa TMD dan (b) sistem dengan TMD .....	72
Gambar 4. 13Grafik persentase reduksi massa <i>shaker</i> terhadap frekuensi kerja.....	75
Gambar 4. 14Grafik persentase reduksi massa menara bawah terhadap frekuensi kerja.....	78
Gambar 4. 15Grafik persentase reduksi massa naseel terhadap frekuensi kerja.....	80
Gambar 4. 16Grafik RMS respon percepatan TMD terhadap frekuensi kerja.....	82
Gambar 4. 17 <i>Bode diagram</i> sistem.....	83

*“Halaman ini sengaja dikosongkan.”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Reduksi maksimal dari respon pada kondisi operasional .....	11
Tabel 2. 2 Parameter untuk model eksperimen [6] .....	13
Tabel 3. 1 Parameter Model Turbin Angin .....	40
Tabel 3. 2 Material Tiap Komponen Model .....	43
Tabel 4. 1 Pengukuran massa setiap komponen model turbin angin .....	48
Tabel 4. 2 Pengujian k <i>shaker</i> .....	49
Tabel 4. 3 Konstanta redaman <i>shaker</i> .....	51
Tabel 4. 4 Konstanta redaman menara bawah .....	51
Tabel 4. 5 Konstanta redaman menara atas .....	51
Tabel 4. 6 Frekuensi natural sistem model turbin angin .....	56
Tabel 4. 7 Error hasil simulasi dan eksperimen sistem model turbin angin .....	73
Tabel 4. 8 RMS respon percepatan massa <i>shaker</i> terhadap variasi frekuensi dan massa TMD .....	74
Tabel 4. 9 RMS respon percepatan massa menara bawah terhadap variasi frekuensi dan massa TMD .....	77
Tabel 4. 10 RMS respon percepatan massa nasek terhadap variasi frekuensi dan massa TMD .....	79
Tabel 4. 11 RMS respon percepatan TMD pada berbagai variasi massa dan frekuensi kerja .....	81

*“Halaman ini sengaja dikosongkan.”*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Bahan Bakar Fosil (BBM) merupakan sumber energi terbesar yang digunakan pada industri dan transportasi. Di Indonesia, kebutuhan energi terutama BBM terus meningkat sepanjang tahun, sedangkan ketersediaan sumber daya minyak semakin menipis apabila tidak ditemukan sumur minyak baru. Selain itu, pembakaran BBM menghasilkan banyak gas CO<sub>2</sub> yang bersifat merusak lingkungan. Sedangkan kebutuhan energi semakin tahun semakin bertambah. Oleh karena itu, dibuatlah PP no. 79 tahun 2014 yang mengatur pengembangan Energi Baru Terbarukan (EBT) di masa mendatang. Salah satu sumber EBT yang dapat dimanfaatkan adalah angin yang mana potensi angin diperkirakan mencapai 3,1 MW [1]. Sayangnya, di tengah potensi angin melimpah di kawasan pesisir Indonesia, total kapasitas terpasang dalam sistem Pembangkit Listrik Tenaga Angin/ Bayu (PLTB) saat ini kurang dari 800 kiloWatt. Turbin angin merupakan komponen terpenting dalam PLTB yang berperan untuk mengonversi energi dari angin menjadi energi listrik. Dalam turbin angin sendiri terdapat beberapa komponen utama yaitu, sudu, rotor, generator, dan menara.

Beberapa aspek harus diperhatikan untuk mendapatkan desain turbin angin yang baik. Salah satu aspek penting yang harus diperhatikan adalah vibrasi. Vibrasi merupakan getaran yang tidak diinginkan karena dapat menyebabkan kegagalan pada komponen-komponen mekaniknya. Umumnya kerusakan pada turbin terletak pada menaranya yang mengalami getaran berlebih. Hal ini dikarenakan oleh angin yang mengenyainya. Selain itu, pemilihan struktur menara dan material menara juga berpengaruh pada getaran dari sistem yang dihasilkan. Efek jangka panjang yang diakibatkan oleh getaran ini adalah kerusakan menara turbin angin hingga menyebabkan turbin angin tidak dapat beroperasi dengan seharusnya.

Sistem isolasi getaran merupakan suatu sistem yang dibuat dengan tujuan untuk mengurangi efek dari getaran yang terjadi. Pada dasarnya sistem tersebut melibatkan penggunaan komponen tambahan yang membuat energi dari gaya input terdisipasi. Komponen ini akan diletakkan pada massa sistem dengan amplitudo maksimum. Penelitian tugas akhir ini akan memodelkan turbin angin dengan struktur bertingkat dengan menggunakan sistem isolasi getaran jenis isolasi aktif yang terdiri dari komponen elastis (pegas) dan massa tambahan atau yang biasa disebut dengan *Tuned Mass Damper* (TMD). Isolator tersebut akan diletakkan pada bagian *nacelle* dari turbin angin. Parameter-parameter yang digunakan seperti konstanta pegas dan redaman dari isolator akan mempengaruhi respon dinamis dari sistem. Selain itu, besarnya eksitasi gaya yang diberikan pun mempengaruhi respon dinamis yang dihasilkan. Oleh karena itu, pada penelitian tugas akhir ini akan dilakukan eksperimen, pemodelan, dan analisis untuk mengetahui respon dinamis dan karakteristik turbin angin dengan struktur menara bertingkat sebelum dan sesudah ditambahkan *Tuned Mass Damper* (TMD) dengan frekuensi eksitasi yang berbeda.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Adapun, rumusan masalah dari penelitian ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh respon dinamis pada eksperimen dan simulasi model turbin angin struktur bertingkat dengan dan tanpa TMD?
2. Bagaimana pengaruh perubahan parameter massa TMD terhadap respon dinamis yang dihasilkan?
3. Bagaimana perbandingan respon dinamis pada model turbin angin dengan hasil simulasi?

## **1.3 Tujuan Penelitian**

Adapun, tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh respon dinamis pada eksperimen dan simulasi model turbin angin struktur bertingkat dengan dan tanpa TMD.

2. Mengetahui pengaruh perubahan parameter massa TMD terhadap respon dinamis yang dihasilkan.
3. Mengetahui perbandingan respon dinamis pada model turbin angin dengan hasil simulasi.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Adapun, batasan masalah yang digunakan pada penelitian ini adalah:

1. Jenis menara yang digunakan adalah menara bertingkat dengan panjang yang sama dan perbandingan diameter 1:1,5 antara diameter atas dan diameter bawah serta massa menara yang mengumpul di bawah.
2. Sistem tidak bertranslasi ke arah vertikal.
3. Gesekan pada sistem diabaikan.
4. Penambahan massa yang digunakan adalah *single* TMD.
5. Input beban yang diterima sistem diperoleh dari *shaker*.
6. Parameter yang digunakan pada simulasi MATLAB diperoleh dari model turbin angin.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

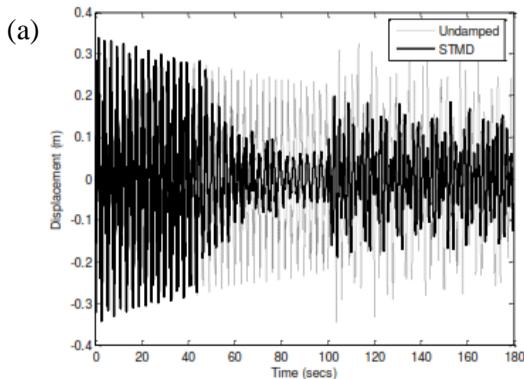
Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai syarat penyelesaian studi S1 dan dapat menjadi acuan dalam merancang TMD untuk mereduksi getaran pada model turbin angin maupun turbin angin yang sebenarnya.

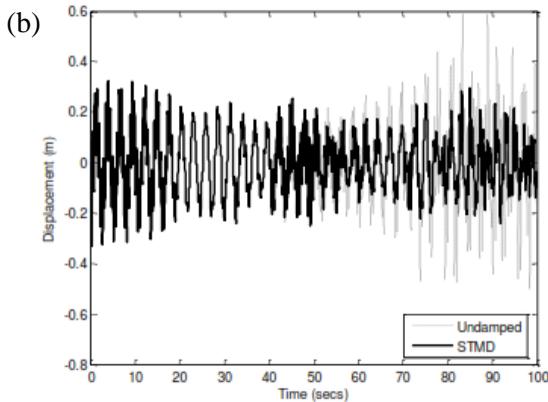
*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Simulasi TMD pada Turbin Angin

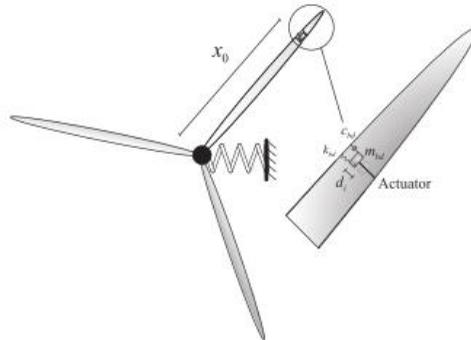
Peredam adalah salah satu komponen penting yang diberikan dalam suatu sistem untuk mengurangi kemungkinan kegagalan akibat getaran. Tidak terkecuali untuk sistem turbin angin yang sering mengalami kegagalan pada menaranya akibat getaran berlebih dari angin. Arrigan, Pakrashi, Basu, dan Nagarajaiah [2] telah melakukan penelitian tentang potensi *Semi-Active Tuned Mass Damper* (STMD) dalam mengurangi getaran turbin angin pada tahun 2011. Sistem control semi-aktif dikembangkan untuk mengetahui tingkat redaman pada frekuensi dominan sistem. Empat TMD ditambahkan pada sistem, 1 di setiap ujung baling-baling dan 1 diletakkan pada *nacelle* untuk mengontrol respon dari setiap komponen. Variasi yang digunakan oleh Arrigan dan teman-teman adalah frekuensi natural serta jenis angin yang diberikan (*steady* dan turbulen). Respon perpindahan dari sistem dikontrol pada waktu 40 detik. Setelah melalui simulasi numerik, didapatkan hasil efektifitas TMD dalam mengurangi getaran sistem baik dengan gaya angin secara signifikan. Gambar 2.1 memperlihatkan perpindahan nase pada frekuensi natural yang sama.





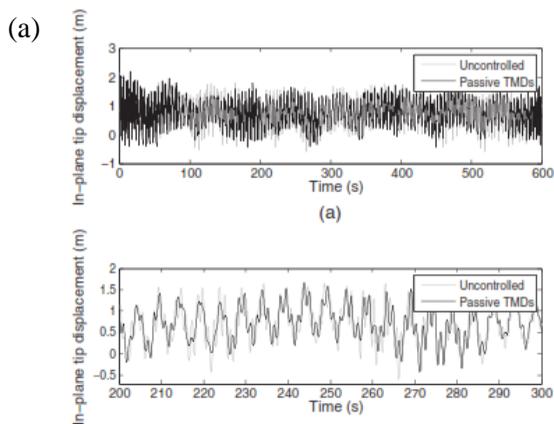
Gambar 2. 1 Respon perpindahan nasal dengan dan tanpa TMD  
(a) beban angin *steady* (b) beban angin turbulen [2]

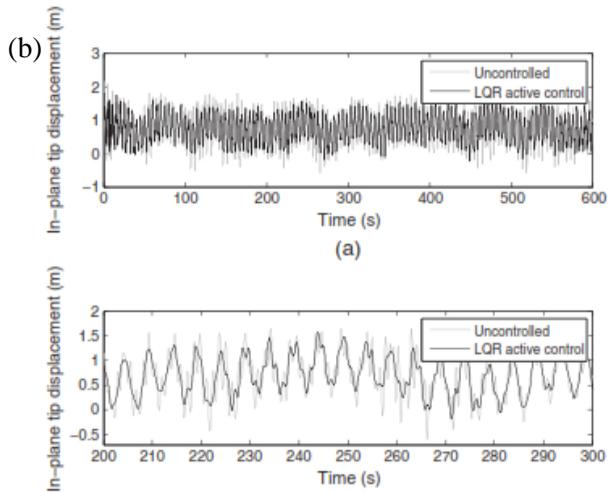
Fitzgerald dan Nielsen [3] juga melakukan penelitian tentang *Active Tuned Mass Damper* (ATMD) yang diletakkan pada baling-balingnya. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui apakah TMD pada baling-baling dapat digunakan untuk mengurangi getaran dibandingkan dengan komponen pasif lainnya. Penelitian ini membandingkan respon getaran pada turbin angin yaitu sistem tanpa TMD, sistem dengan TMD pasif, dan sistem dengan ATMD. Pendekatan yang digunakan adalah model matematis Euler-Lagrangian dari persamaan energi baik dari luar maupun dari dalam. Setelah model dinamis dan matematis dibentuk, energi potensial dan energi kinetik ditentukan. Gambar 2.2 menunjukkan letak TMD yang dipasang di dalam baling-baling.



Gambar 2. 2 TMD pada baling-baling [3]

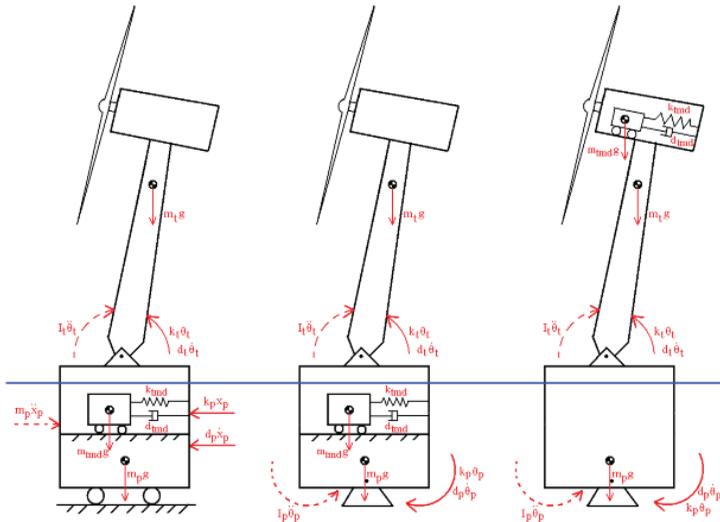
Setelah semua persamaan selesai, gaya eksitasi ditentukan, yaitu gaya dari angin dan gaya gravitasi. *Mode shape* dan frekuensi natural dihitung berdasarkan persamaan matematis dan data turbin yang digunakan. Hasil yang didapatkan dari simulasi ini adalah TMD pasif dapat meredam 37% amplitudo tertinggi hingga terendah getaran (*peak-to-peak*) dan ATMD berhasil meredam 44% *peak-to-peak* getaran jika dibandingkan dengan sistem tanpa TMD. Sedangkan ATMD berhasil meredam 31% amplitudo tertinggi hingga terendah getaran *peak-to-peak* getaran jika dibandingkan dengan TMD pasif. Gambar 2.3 menunjukkan hasil simulasi yang didapatkan.





Gambar 2. 3 Perbandingan respon perpindahan pada baling-baling (a) dengan TMD pasif, dan (b) dengan ATMD [3]

Pemodelan turbin angin lepas pantai pernah dilakukan oleh Gordon Stewart dan Matthew Lacker pada tahun 2012 [4]. Peningkatan kualitas turbin angin sangat diperlukan karena adanya beban gelombang dan es di daerah tersebut. Penelitian ini memodelkan turbin angin ke dalam *software* numerik FAST dengan menggunakan TMD pasif untuk mengurangi efek dari gaya eksitasi yang diberikan. TMD pasif merupakan peredam yang paling sederhana dengan penambahan massa yang bisa bertranslasi tanpa gesekan yang telah digunakan selama 20 tahun. Turbin angin disederhanakan menjadi sistem dengan dof sederhana. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah peletakan TMD yang akan diperlihatkan oleh Gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Turbin angin dengan TMD di pondasi translasi, TMD di pondasi rotasi, dan TMD pada *nacelle* [4]

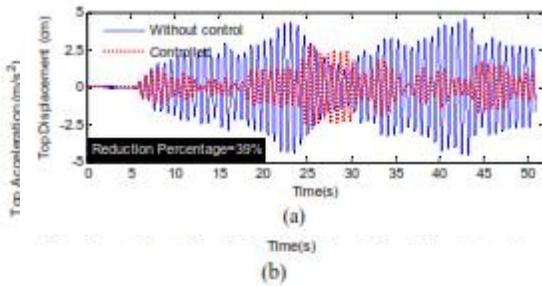
## 2.2 Eksperimen Model TMD pada Turbin Angin

Studi eksperimen mengenai peredaman getaran turbin angin pernah dilakukan oleh Jie Li, Zili Zhang, dan Jianbing Chen pada tahun 2012 [5]. *Ball Vibration Absorber* (BVA) digunakan untuk melindungi struktur dari beban fatik karena gempa bumi maupun beban dari gelombang angin. Skala yang digunakan adalah 1/13 dari turbin angin asli. Eksitasi yang digunakan pada eksperimen ini adalah *shaker* dengan frekuensi mencapai 50 Hz. Untuk mendapatkan respon, digunakan masing-masing 6 buah *uniaxial accelerometer* dan transduser perpindahan yang dipasangkan pada turbin (5 buah) dan *shaker*. Peredam yang digunakan terdiri dari bola baja, permukaan melengkung, dan 2 pelat besi untuk mengantisipasi gerakan menyamping. Ketika ada gerakan pada dasar, maka bola akan menggelinding di permukaan dan menyerap energi dari struktur. BVA ini diletakkan pada *nacelle*. Gambar model dan BVA yang digunakan ditunjukkan pada Gambar 2.5 berikut ini.



Gambar 2. 5 (a) Model turbin angin dan (b) *Ball Vibration Absorber* [5]

Percobaan dilakukan dengan menggunakan beberapa variasi eksitasi *shaker* ekuivalen yang berasal dari gempa bumi *Chi-chi* pada 1999 (CC), pergerakan tanah secara acak (Wang), gerakan gelombang angin ekuivalen (DX1 dan DX2) dengan asumsi sitem adalah SDOF. Setelah eksperimen dilakukan, didapatkan grafik respon dari sistem tersebut. Gambar 2.6 dan Tabel 2.1 menunjukkan hasil eksperimen diperoleh.



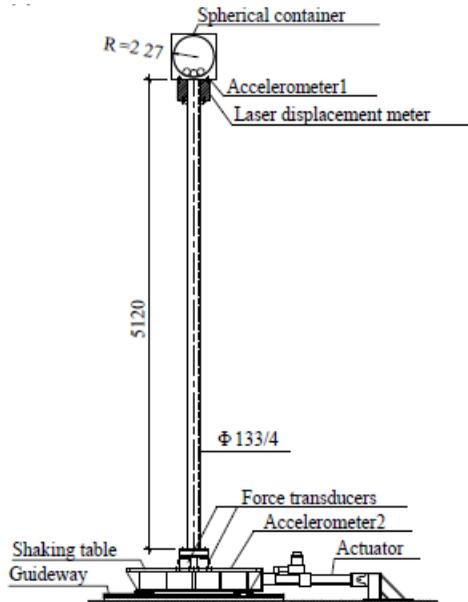
Gambar 2. 6 Perbandingan respon struktur dengan DX1 (a) perpindahan puncak dan (b) percepatan absolut puncak [5]

Tabel 2. 1 Reduksi maksimal dari respon pada kondisi operasional [5]

Input	Top displacement reduction		Top acceleration reduction		Bottom stress reduction	
	4.8 rpm	12 rpm	4.8 rpm	12 rpm	4.8 rpm	12 rpm
DX1	24%	30%	22%	29%	4%	11%
Wang	19%	18%	21%	17%	16%	23%
CC	47%	45%	44%	42%	38%	34%

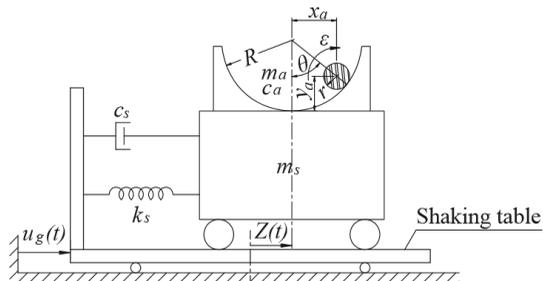
Dari hasil eksperimen tersebut dapat disimpulkan bahwa BVA dapat mereduksi getaran puncak secara efektif baik pada beban gelombang angin maupun beban pergerakan tanah. Reduksi respon bervariasi dari 15%-53% dalam kasus yang berbeda. Namun peredam ini memiliki performa yang maksimal saat dikenai beban angin.

Pada tahun 2012, pemodelan dan simulasi mengenai menara turbin angin juga dibahas oleh Junling Chen dan Christos T. Georgakis [6]. Jurnal ini memaparkan bahwa analisis getaran pada turbin angin menggunakan TMD. Penambahan massa yang digunakan berupa massa bola pejal dalam sebuah wadah yang dapat berputar dengan banyak derajat kebebasan. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah jumlah bola yang digunakan. Penambahan massa berupa bola pejal ini disebut dengan *Tuned Rolling-ball Dampers*. Penggunaan TMD di dalam penelitian ini adalah karena ia merupakan salah satu alat kontrol pasif yang paling sederhana. Penelitian ini menggunakan model turbin angin sebagai alat bantu eksperimen dan kemudian divalidasi dengan hasil simulasi yang didapatkan. Berikut merupakan skema pengujian menara turbin angin.



Gambar 2. 7 skema peralatan pengujian menara turbin angin [6]

Dari Gambar 2.7 terlihat bahwa input yang digunakan adalah *shaker* yang bergerak ke arah horizontal yang menggunakan sistem hidrolis servo. Bola baja tunggal dan banyak yang berputar dalam permukaan wadah berlaku sebagai peredam. Sistem ini disederhanakan menjadi SDOF (*Single Degree of Freedom*).



Gambar 2. 8 Model dinamis *Tuned Rolling-ball Damper* [6]

Penyederhaan sistem pada Gambar 2.8, perpindahan relatif untuk bola pejal kearah sumbu x sebesar  $X(\theta) = R \sin \theta$  dan untuk kearah sumbu y sebesar  $Y(\theta) = R(1 - \cos \theta)$ .

Sedangkan, untuk energi kinetik dan potensial dari sistem ini dituliskan pada persamaan (2.1), (2.2), dan (2.3).

$$T = \frac{1}{2} m_s [\dot{Z} + \dot{u}_g]^2 + \frac{1}{2} m_a [\dot{Z} + \dot{u}_g + (R - r) \cos \theta \cdot \dot{\theta}]^2 + \frac{1}{2} m_a [(R - r) \sin \theta \cdot \dot{\theta}]^2 + \frac{1}{2} I_a \dot{\theta}^2 \left(\frac{R-r}{r}\right)^2 \quad (2.1)$$

$$V = \frac{1}{2} k_s [Z(t)]^2 + m_a g R (1 - \cos \theta) \quad (2.2)$$

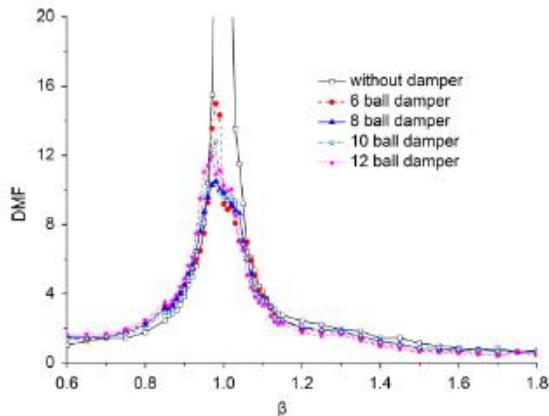
$$\delta W_{nc} = -\dot{Z} c_s \delta Z - \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} \mu m_a g \cos \theta \frac{R-r}{r} \delta \theta \quad (2.3)$$

Untuk  $m_s$ ,  $c_s$ ,  $k_s$  adalah massa, damper, dan kekakuan pegas sistem SDOF (*Single Degree of Freedom*). Sedangkan,  $m_a$  dan  $k_a$  adalah massa dan kekakuan dari *Tuned Rolling-ball Damper*.  $Z$  adalah perpindahan relatif struktur terhadap bagian dasar,  $u_g$  adalah pergerakan daerah dasar,  $I_a$  adalah massa momen inersia dari bola baja terhadap sumbunya yang melewati pusatnya. Sedangkan,  $\mu$  adalah koefisien gesek antara bola baja dan permukaan dalam wadah,  $R$  adalah radius dari wadah bola,  $r$  adalah radius dari bola baja, dan  $g$  adalah percepatan gravitasi. Untuk membangun model eksperimen, Junling Chen menggunakan perbandingan parameter sebagai berikut.

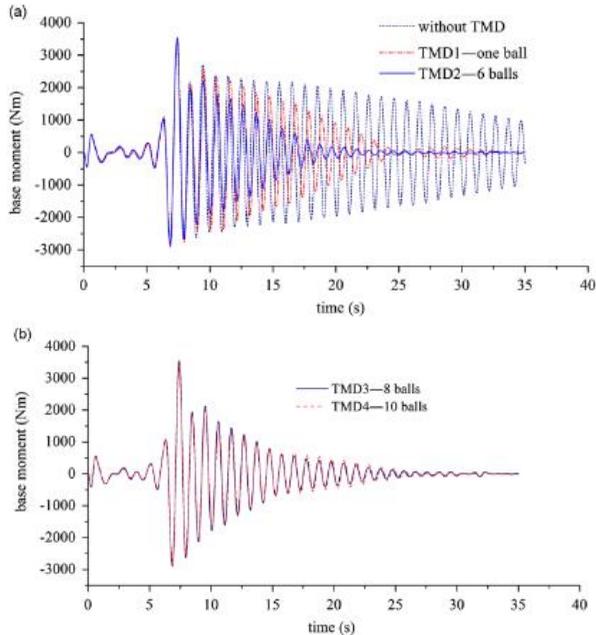
Tabel 2. 2 Parameter untuk model eksperimen [6]

Physical quantity	Similarity relationship	Ratio
Height (m)	$S_L$	1/20
Time (s)	$S_t$	$1/\sqrt{20}$
Generalized mass (kg)	$S_m$	720
Fundamental frequency (Hz)	$S_f = 1/S_t$	$\sqrt{20}$
Generalized stiffness (N/m)	$S_k = S_m S_f^2$	36
Acceleration (m/s <sup>2</sup> )	$S_a = S_L/S_t^2$	1

Setelah model eksperimen dibangun, dilakukan penelitian dengan menggunakan variasi jumlah bola yang digunakan. Eksperimen dilakukan sebanyak lima keali dengan kondisi tanpa bola, 6, 8, 10, dan 12 bola sehingga dihasilkan grafik respon frekuensi dari sistem yang diperlihatkan oleh Gambar 2.9 dimana  $\beta$  adalah rasio frekuensi gaya. Kemudian simulasi dilakukan sebagai validasi dari penelitian ini, yang menghasilkan perbandingan respon sistem saat kondisi tanpa TMD dan menggunakan TMD dengan jumlah 6,8, dan 10 bola baja pejal. Layer dari rumah bola baja pejal tersebut adalah satu dan dua. Gambar 2.10 menunjukkan respon dinamis perpindahan sistem hasil simulasi. Berdasarkan hasil penelitian tersebut diperoleh bahwa peredam dengan jumlah tiga buah bola pejal dengan satu lapisan lebih baik dalam pengefektifan kontrol daripada peredam yang berjumlah satu. Ketika jumlah bola pejal lebih dari tiga dalam satu lapisan, kontrol untuk peredaman menjadi tidak efektif.



Gambar 2. 9 Respon frekuensi dari eksperimen dengan dan tanpa TMD [6]



Gambar 2.10 Respon tanpa TMD dan penggunaan TMD (a) berjumlah satu dan enam buah bola dan (b) Respon penggunaan TMD berjumlah delapan dan sepuluh buah bola [6]

### 2.3 Turbin Angin

Turbin angin merupakan alat yang digunakan untuk mengonversikan energi angin. Turbin angin berfungsi mengubah energi kinetik dari kecepatan angin menjadi energi mekanik berupa putaran poros. Putaran poros tersebut kemudian digunakan untuk memutar dinamo atau generator untuk menghasilkan listrik. Secara umum, bagian-bagian utama turbin angin poros datar terdiri dari; rotor (*blade* dan *hub*), nasel/*nacelle*, generator, transmisi *gearbox*, kopling dan rem, sistem orientasi (*yaw system*), menara, sistem kontrol, dan pondasi,

Menara turbin angin merupakan komponen utama yang berfungsi untuk menopang baling-baling dan *nacelle*. Untuk menara turbin angin yang besar, terdapat beberapa bentuk seperti

*tubular steel tower*, *lattice tower*, atau *concrete tower*. Sedangkan *guyed pole tower* hanya digunakan untuk turbin angin kecil (pengisi daya baterai dll) [7].

### 1. *Tubular Steel Tower*

Pada umumnya, turbin angin besar menggunakan menara jenis ini, yang dibangun secara bertingkat dengan panjang 20-30 meter dengan baut di sekelilingnya. Menara ini berbentuk kerucut dengan diameter yang membesar semakin ke bawah, untuk meningkatkan kekuatan dan menghemat material secara bersamaan. Gambar 2.11 menunjukkan gambar turbin angin dengan tipe *tubular steel*.



Gambar 2. 11 Turbin angin dengan tipe *tubular steel tower* [7]

### 2. *Lattice Tower*

*Lattice tower* dibentuk menggunakan baja yang dilas menyatu. Keuntungan dari *lattice tower* adalah biaya yang lebih murah, karena menara ini hanya membutuhkan setengah material dari *tubular tower* dengan nilai kekakuan yang sama. Hanya saja penampilan visualnya jauh dari kriteria turbin angin modern. Turbin angin dengan tipe *lattice tower* terlihat seperti Gambar 2.12.



Gambar 2.12 Turbin angin dengan tipe *lattice tower* [7]

### 3. *Concrete Tower*

Beton merupakan material konstruksi yang penting dalam peningkatan potensi angin dan tahan lama. Beton memainkan peran penting jika menara angin yang terletak di daerah dengan lingkungan yang agresif seperti di lingkungan laut. Menara beton membutuhkan sedikit pemeliharaan dibandingkan jenis menara lainnya. Gambar 2.13 menunjukkan turbin angin dengan tipe *concrete tower* [8].



Gambar 2.13 Turbin angin dengan tipe *concrete tower* [8]

#### 4. *Guyed Pole Tower*

Kebanyakan turbin angin kecil dibangun dengan menara jenis *guyed pole tower* seperti terlihat pada Gambar 2.14. Keuntungannya dari menara ini adalah menghemat material dan biaya. Kerugiannya adalah akses yang sulit di sekitar menara yang membuat mereka kurang cocok di daerah pertanian.



Gambar 2.14 Turbin angin dengan tipe *guyed pole tower* [7]

#### 5. *Hybrid Tower*

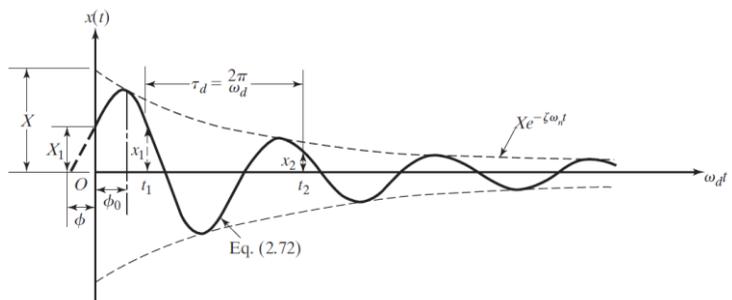
Beberapa menara dibangun dengan teknik berbeda dari yang telah disebutkan di atas. Salah satu contohnya adalah turbin angin 95 kW dengan 3 kaki seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.15 di bawah ini. Menara tersebut merupakan perpaduan antara *lattice tower* dan *guyed tower*.



Gambar 2. 15 Turbin angin dengan tipe *hybrid tower* [7]

## 2.4 Getaran

Getaran adalah perpindahan bolak balik dari suatu benda relatif terhadap titik kesetimbangannya. Suatu sistem pegas yang tidak memiliki peredam akan bergetar terus-menerus dengan amplitudo yang sama. Namun kenyataannya, sistem pegas yang paling sederhana pun mengalami redaman akibat disipasi energi yang diakibatkan oleh adanya gesekan atau peredam jenis lainnya. Oleh karena itu, amplitudo getaran akan mengecil seiring bertambahnya waktu seperti ditunjukkan pada Gambar 2.16.



Gambar 2. 16 Respon perpindahan untuk massa pegas sederhana dengan peredam [9]

Gambar 2.16 memperlihatkan bahwa nilai konstanta redaman ( $c$ ) yang terjadi pada benda yang mengalami getaran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$X(t) = X e^{(-\xi \omega_n t)} \quad (2.4)$$

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.5)$$

Dimana  $\omega_n$  adalah frekuensi natural dan  $\xi$  adalah koefisien redaman. Dengan mensubstitusikan persamaan (2.5) ke persamaan (2.4), maka diperoleh nilai konstanta redaman ( $c$ ) dari sistem yang bergetar tersebut.

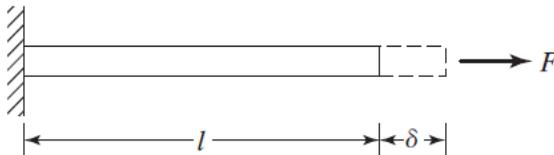
## 2.5 Kekakuan Benda Non-Elastis

Pada umumnya, benda yang elastis atau mudah terdeformasi dikategorikan sebagai pegas. Namun pada kenyataannya semua benda memiliki nilai kekakuan masing-masing. Sama halnya dengan benda elastis sederhana seperti *rod*, *beam*, dan poros berongga. Prosedur penentuan konstanta kekakuan dimulai dengan menentukan defleksinya yang nantinya akan disubstitusikan ke persamaan gaya pegas sebagai berikut.

$$F = k \delta \quad (2.6)$$

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (2.7)$$

Contohnya untuk defleksi pada *rod*, maka defleksi yang terjadi terlihat pada gambar berikut.



Gambar 2. 17 *Rod* dengan beban ujung berdefleksi secara horizontal [9]

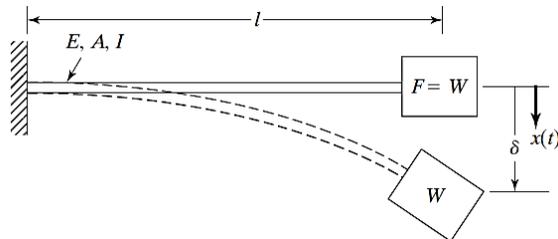
Gambar di atas menunjukkan ilustrasi *rod* yang diberi tumpuan tetap pada satu ujungnya dan dikenai gaya tarik pada ujung lainnya. Maka penambahan Panjang dari *rod* tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

$$\delta = \frac{\delta}{l} l = \varepsilon l = \frac{\sigma}{E} l = \frac{Fl}{AE} \quad (2.8)$$

Dimana  $\varepsilon$  adalah regangan dan  $\sigma$  adalah tegangan yang perbandingan antara tegangan dan regangan sama dengan Modulus Elastisitas E. Dari persamaan (2.8), nilai k dapat didefinisikan menjadi persamaan di bawah ini.

$$k = \frac{AE}{l} \quad (2.9)$$

Untuk jenis *beam* atau batang dengan beban yang tegak lurus di salah satu ujungnya dan tumpuan tetap di ujung lainnya (biasa disebut kantilever) seperti Gambar 2.18 berbeda dengan batang yang sebelumnya.



Gambar 2. 18 Kantilever dengan pembebanan di ujung [9]

Diketahui persamaan defleksi dari kantilever tersebut dan konstanta kekakuannya adalah sebagai berikut.

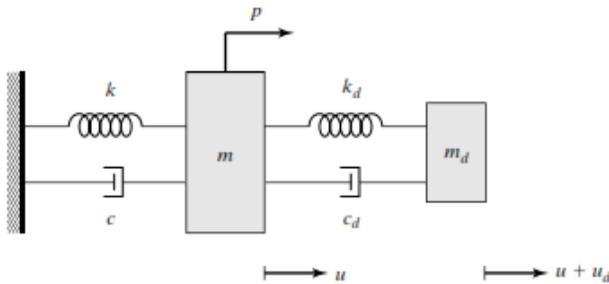
$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad (2.10)$$

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{3EI}{l^3} \quad (2.11)$$

$I$  merupakan momen inersia dari batang yang terdefleksi. Persamaan (2.10) merupakan integral ganda dari persamaan momen batang.

## 2.6 Tuned Mass Damper

*Tuned Mass Damper* (TMD) adalah sebuah alat yang terdiri dari massa, pegas, dan peredam yang dipasang pada suatu struktur untuk mengurangi respon dinamis perpindahannya. Frekuensi dari peredam ini disetel pada frekuensi tertentu dari struktur sehingga saat gaya eksitasi diberikan, maka peredam akan bergerak seiring dengan gerakan struktur [10]. Awalnya teori ini digunakan untuk sistem satu derajat kebebasan (SDOF) yang diberikan gaya eksitasi sinusoidal. Konsep dari TMD diilustrasikan dengan sistem 2 massa yang ditunjukkan pada Gambar 2.21 dengan *subscript* d adalah TMD pada struktur SDOF.



Gambar 2. 19 TMD pada struktur SDOF [10]

Notasi  $u$  menunjukkan perpindahan sistem utama dan  $u_d$  adalah perpindahan relatif TMD terhadap massa utama. Persamaan dari struktur dengan SDOF adalah sebagai berikut.

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (2.12)$$

$$c = 2\xi\omega m \quad (2.13)$$

$$\omega_d^2 = \frac{k_d}{m_d} \quad (2.14)$$

$$c_d = 2\xi_d\omega_d m_d \quad (2.15)$$

$$\bar{m} = \frac{m_d}{m} \quad (2.16)$$

Notasi  $\bar{m}$  pada persamaan (2.18) didefinisikan sebagai perbandingan massa. Persamaan gerak yang diperoleh dari Gambar 2.21 adalah seperti di bawah ini.

$$(1 + \bar{m})\ddot{u} + 2\xi\omega m\dot{u} + \omega^2 u = \frac{p}{m} - \bar{m}\ddot{u}_d \quad (2.17)$$

$$\ddot{u}_d + 2\xi_d\omega_d m_d \dot{u}_d + \omega_d^2 u_d = -\ddot{u} \quad (2.18)$$

Persamaan (2.19) adalah persamaan gerak untuk massa utama dan persamaan (2.20) adalah persamaan gerak untuk TMD. Desain dari TMD adalah tertentu dengan massa  $m_d$ , kekuan  $k_d$ , dan konstanta redaman  $c_d$ . Pendekatan dari frekuensi TMD yang optimal adalah.

$$\omega_d = \omega \quad (2.19)$$

$$k_d = \bar{m}k \quad (2.20)$$

Persamaan (2.22) adalah kekakuan yang didapatkan berdasar frekuensi natural sistem. Persamaan (2.21) digunakan untuk menyetel TMD pada periode fundamental struktur. Berdasarkan eksitasi periodik.

$$p = \hat{p} \sin \Omega t \quad (2.21)$$

Respon perpindahan dinamis yang diperoleh adalah.

$$u = \hat{u} \sin(\Omega t + \delta_1) \quad (2.22)$$

$$u_d = \hat{u}_d \sin(\Omega t + \delta_1 + \delta_2) \quad (2.23)$$

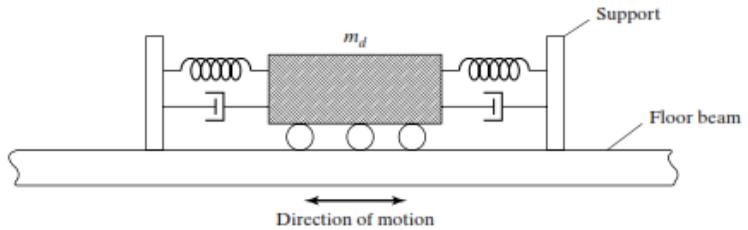
TMD dibedakan menurut arah gerakannya dan menurut ada tidaknya redaman pada sistem SDOF tersebut. Menurut arah gerakannya TMD dibagi menjadi TMD translasi dan TMD pendulum.

## 2.6.1 TMD Berdasarkan Arah gerakannya

### 1. TMD Translasi

TMD translasi merupakan massa yang diletakkan pada sistem yang akan bertranslasi secara relatif terhadap lantai. Pegas dan peredam diletakkan di antara massa dan berdekatan dengan *support* vertikal yang menstransmisikan secara menyamping.

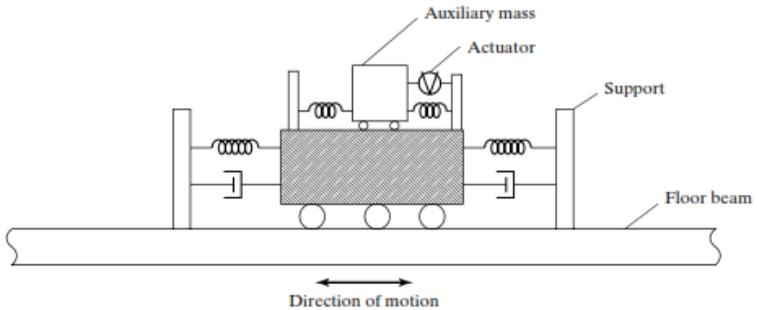
TMD translasi *bidirectional* dipasang dengan pegas/peredam di kedua sisi dan memberikan kapabilitas untuk mengontrol gerakan struktur. TMD dengan tipe tersebut terlihat pada Gambar 2.22 di bawah ini.



Gambar 2. 20 TMD translasi dengan 2 pegas dan peredam [10]

TMD jenis ini telah diaplikasikan di beberapa Gedung seperti *John Hancock Tower Boston (1975)*, *Citicorp Center Manhattan (1980)*, *Canadian National Tower (1976)*, dan *Chiba Port Tower Japan (1988)*. Versi terbaru TMD memiliki mekanisme yang lebih kompleks untuk bantalan elemen peredam, memiliki massa besar, ruang yang cukup besar, dan cukup mahal. Beberapa yang terbaru menggunakan karet (*rubber*) yang memiliki peredam viskoelastis. Alat ini tidak begitu besar, *multidirectional*, dengan control yang sederhana, serta mudah untuk dirangkai dan dimodifikasi.

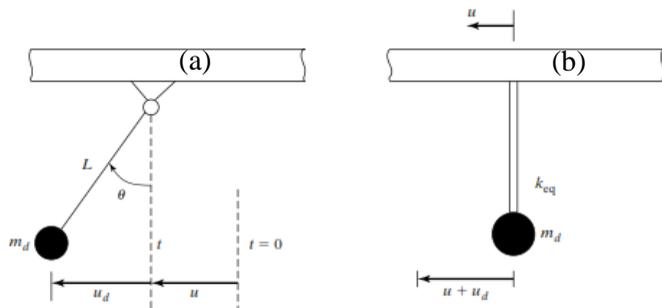
Efektivitas dari TMD dapat diperbesar dengan menambah massa tambahan dan aktuator yang dipasangkan pada massa tambahan. Efek dari penambahan massa ini untuk menghasilkan gaya tambahan yang menyempurnakan gaya TMD dan menambahkan redaman dari TMD tersebut. Karena aktuator membutuhkan gaya luar, maka peredam ini dinakan dengan *Active Tuned Mass Damper (ATMD)* yang ditunjukkan pada Gambar 2.23.



Gambar 2. 21 *Active Tuned Mass Damper (ATMD)* [10]

## 2. TMD Pendulum

Masalah mengenai getaran berlebih dapat direduksi dengan memberikan massa yang diikatkan pada kabel seperti pendulum. Pergerakan dari sistem menjadi eksitasi bagi pendulum. Gerakan relatif pendulum menghasilkan gaya horizontal yang melawan arah gerakan sistem. Gerakan ini dapat direpresentasikan sebagai gerakan ekuivalen SDOF seperti pada Gambar 2.24.



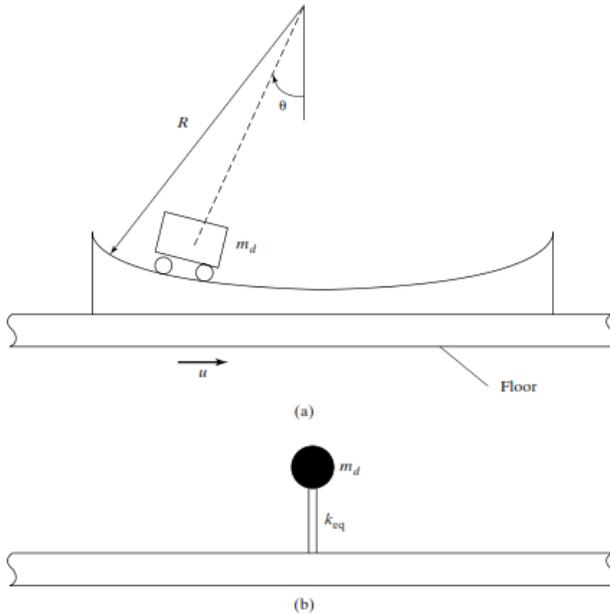
Gambar 2. 22 Sistem TMD pendulum (a) aktual dan (b) ekuivalen [10]

Nilai kekakuan dan frekuensi natural yang ekuivalen dari sistem tersebut adalah seperti persamaan di bawah ini.

$$k_{eq} = \frac{W_d}{L} \quad (2. 24)$$

$$\omega_d^2 = \frac{k_{eq}}{m_d} = \frac{g}{L} \quad (2.25)$$

TMD jenis ini telah diterapkan di *Crystal Tower* di Osaka (1990) yang dikombinasikan dengan beberapa pendulum lainnya. Selain dengan menambah jumlah pendulum dalam sistem, modifikasi dari TMD jenis ini menggunakan permukaan melengkung yang membuat massa dapat menggelinding (Gambar 2.25). Persamaan yang digunakan untuk TMD ini adalah persamaan yang digunakan pada pendulum konvensional dengan menggantikan nilai  $L$  dari kabel menjadi jari-jari permukaan  $R$ .



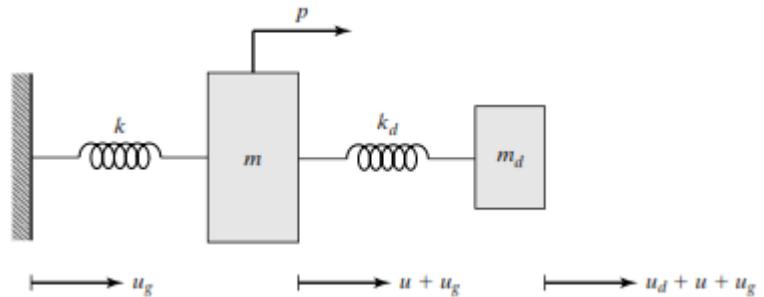
Gambar 2.23 Pendulum rocker (a) aktual dan (b) ekuivalen [10]

## 2.6.2 Teori TMD SDOF

### 1. TMD Tanpa Peredam

Gambar 2.26 menunjukkan sistem SDOF yang memiliki massa  $m$  dan kekakuan  $k$ , terhubung dengan gaya luar dan gerakan

*ground*. Sebuah TMD dengan massa  $m_d$  dan kekakuan  $k_d$  disambungkan pada massa utama. Perpindahan yang terjadi pada sistem adalah  $u_g$  (perpindahan absolut *ground*),  $u$  (perpindahan relatif antara *ground* dan massa utama), dan  $u_d$  (perpindahan relatif antara TMD dan massa utama).



Gambar 2.24 Sistem SDOF dengan TMD [10]

Persamaan gerak yang dibangun dari sistem pada Gambar 2.26 adalah seperti di bawah ini.

$$m_d(\ddot{u}_d + \ddot{u}) + k_d u_d = -m_d a_g \quad (2.26)$$

$$m\ddot{u} + ku - k_d u_d = -m a_g + p \quad (2.27)$$

Dimana  $a_g$  adalah percepatan absolut *ground* dan  $p$  adalah eksitasi yang diberikan. Pada umumnya eksitasi yang diberikan berbentuk periodik dengan frekuensi  $\Omega$ . Eksitasi dan respon dari sistem sama seperti persamaan (2.23), (2.24), dan (2.25). Perbandingan massa  $\bar{m}$  yang sering dinakan berkisar antara 0,01 hingga 0,1. Frekuensi TMD yang optimum adalah yang sangat mendekati frekuensi eksitasi. Hubungan di antara keduanya ditunjukkan pada persamaan (2.30).

$$\omega_d|_{opt} = \frac{\Omega}{\sqrt{1+\bar{m}}} \quad (2.28)$$

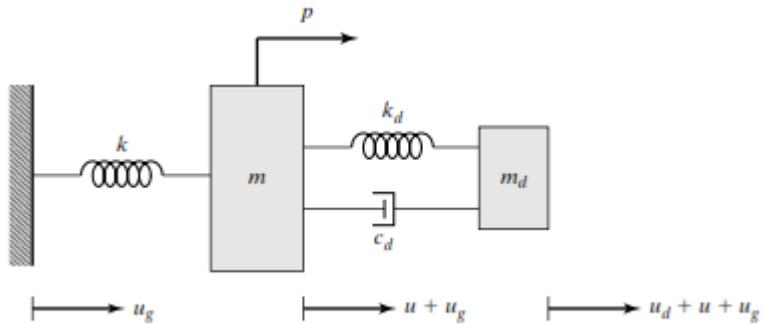
$$k_d|_{opt} = [\omega_d|_{opt}]^2 m_d = \frac{\Omega^2 m \bar{m}}{1+\bar{m}} \quad (2.29)$$

Desain dari TMD dapat ditentukan menggunakan persamaan (2.30) dan (2.31) dengan  $\bar{m}$  dan  $\Omega$  yang telah

ditentukan sebelumnya. Massa utama akan bergerak di bawah percepatan eksitasi *ground* pada kasus ini.

## 2. TMD dengan Peredam

Level berikutnya yang lebih kompleks adalah TMD dengan peredam seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.27.



Gambar 2.25 Sistem SDOF tanpa peredam yang dikopel dengan TMD dengan peredam [10]

Persamaan gerak dari Gambar 2.27 adalah sebagai berikut.

$$m_d(\ddot{u}_d + \ddot{u}) + c_d\dot{u}_d + k_d u_d = -m_d a_g \quad (2.30)$$

$$m\ddot{u} + ku - c_d\dot{u}_d - k_d u_d = -ma_g + p \quad (2.31)$$

Penambahan peredam pada sistem menyebabkan perubahan fasa antara eksitasi periodik dan respon. Sistem ini sesuai memiliki penyelesaian dalam nilai yang kompleks. Eksitasi dan respon dari sistem dituliskan sebagai berikut.

$$a_g = \hat{a}_g e^{i\Omega t} \quad (2.32)$$

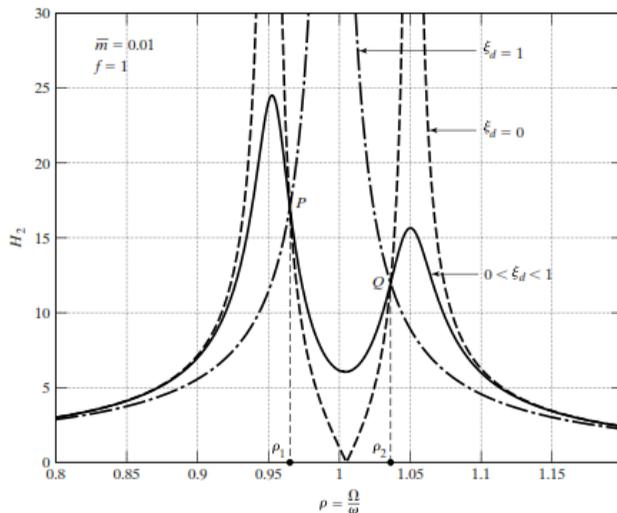
$$p = \hat{p} e^{i\Omega t} \quad (2.33)$$

$$u = \bar{u} e^{i\Omega t} \quad (2.34)$$

$$u_d = \bar{u}_d e^{i\Omega t} \quad (2.35)$$

Persamaan (2.34) dan (2.35) adalah eksitasi dimana nilai  $\hat{a}_g$  dan  $\hat{p}$  adalah nilai asli. Sedangkan persamaan (2.36) dan

persamaan (2.37) adalah respon dari massa utama dan TMD dengan  $\bar{u}$  dan  $\bar{u}_d$  sebagai amplitudo. Pada kebanyakan aplikasi, perbandingan massa yang digunakan kurang dari 0,05. Faktor koreksi yang digunakan untuk beban eksternal ( $H_1$ ) dan gerakan *ground* ( $H_2$ ) adalah sama. Gambar 2.28 menunjukkan variasi dari  $H_2$  untuk nilai spesifik dari perbandingan massa  $\bar{m}$  dan perbandingan frekuensi  $f$ , dan rasio redaman  $\xi_d$ .



Gambar 2. 26 Grafik  $H_2$  terhadap  $\rho$  [10]

Dari gambar tersebut terlihat ada dua peak dengan amplitudo tak terhingga terletak pada setiap sisi dari  $\rho = 1$ . Semakin tinggi nilai  $\xi_d$ , *peak* akan semakin mendekat satu sama lain hingga menyatu pada  $\rho = 1$ . Kecenderungan ini mengindikasikan bahwa terdapat nilai  $\xi_d$  yang optimum pada konfigurasi TMD tertentu ( $\bar{m}$  dan  $f$ ). Persamaan yang digunakan untuk merancang TMD yang optimum adalah sebagai berikut.

$$f_{opt} = \frac{\sqrt{1-0,5\bar{m}}}{1+\bar{m}} \quad (2.36)$$

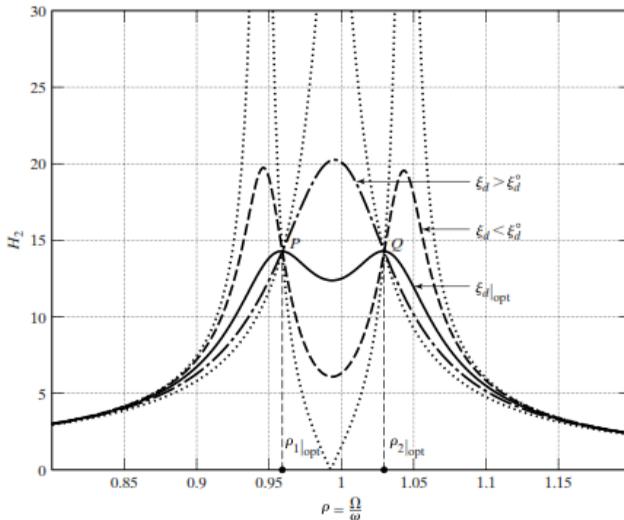
$$\omega_d|_{opt} = f_{opt}\omega \quad (2.37)$$

$$\rho_{1,2}|_{opt} = \sqrt{\frac{1 \pm \sqrt{0,5\bar{m}}}{1 + \bar{m}}} \quad (2.38)$$

$$H_2|_{opt} = \frac{1 + \bar{m}}{\sqrt{0,5\bar{m}}} \quad (2.39)$$

$$\xi_d|_{opt} = \sqrt{\frac{\bar{m}(3 - \sqrt{0,5\bar{m}})}{8(1 + \bar{m})(1 - 0,5\bar{m})}} \quad (2.40)$$

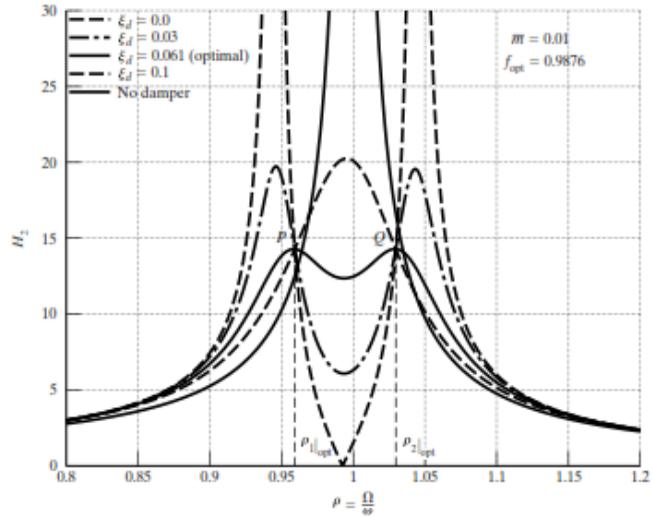
Grafik  $H_2$  terhadap  $\rho$  dengan parameter optimum ditunjukkan pada Gambar 2.29.



Gambar 2. 27 Grafik  $H_2$  terhadap  $\rho$  pada  $\xi_d$  optimum [10]

Semakin besar nilai  $\xi_d$  maka akan semakin kecil amplitudo yang dihasilkan. State ini merepresentasikan performa optimum dari sistem TMD. Namun apabila nilai  $\xi_d$  semakin ditingkatkan lagi, akan menyebabkan *peak* menyatu dan amplitudo kembali naik di atas nilai optimumnya.

Kurva respon dengan perbandingan massa  $\bar{m} = 0,01$  dan TMD optimum diperlihatkan pada Gambar 2.30.



Gambar 2. 28 Kurva respon pada sistem dengan TMD optimum [10]

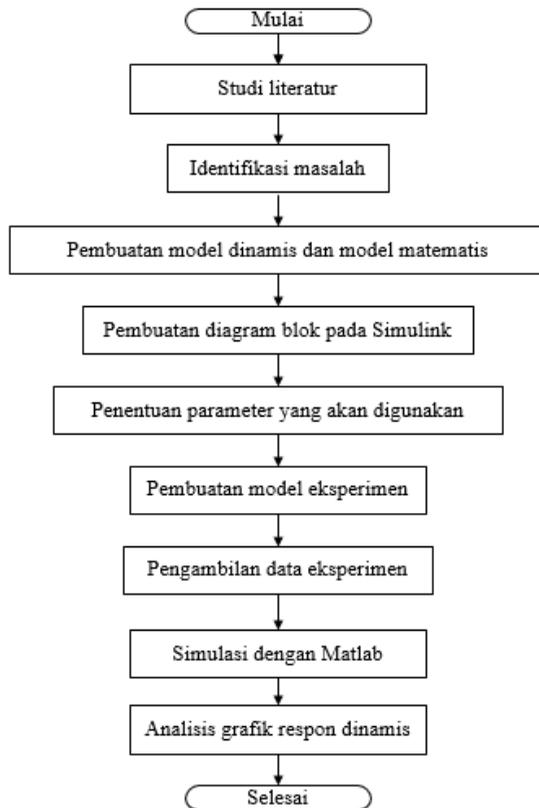
Respon dari TMD tanpa peredam pun diperlihatkan pada gambar tersebut. Telah diamati bahwa efek dari peredam adalah untuk membatasi pergerakan pada frekuensi di daerah frekuensi natural dari massa utama dan diperluas hingga sekitar  $0,15\omega$ . Diluar area tersebut, gerakan sistem tidak dipengaruhi oleh peredam.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan.”*

## BAB III METODE PENELITIAN

### 3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis turbin angin dengan struktur bertingkat melalui eksperimen dengan model yang kemudian akan dibandingkan dengan hasil simulasi *software* numerik. Gambar 3.1 merupakan diagram alir dari penelitian yang akan dilakukan secara umum.



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

### 3.2 Studi Literatur

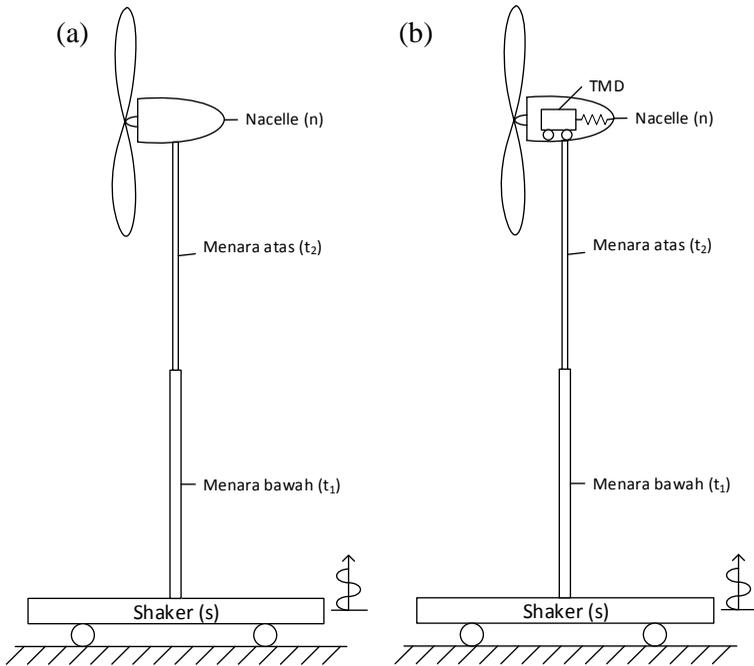
Dalam penulisan tugas akhir ini, diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis penelitian. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan teori mengenai permasalahan yang akan dibahas. Materi yang akan mendukung dalam penelitian ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis dan matematis, sistem mekanis getaran translasi dan rotasi, *Tuned Mass Damper* (TMD), serta pembuatan diagram blok pada *software* MATLAB Simulink. Referensi untuk studi literatur didapatkan dari buku, jurnal ilmiah, dan penelitian terdahulu yang pernah dilakukan.

### 3.3 Identifikasi Masalah

Masalah yang diidentifikasi pada penelitian terdapat pada input dan output. Input yang diberikan berupa variasi frekuensi *shaker* dan variasi massa TMD pada model turbin angin struktur bertingkat. Sedangkan output yang dihasilkan dari penelitian ini adalah respon dinamis sistem utama dan reduksi getaran sistem utama.

### 3.4 Pembuatan Model Dinamis dan Model Matematis

Pemodelan sistem dinamis dari penelitian ini dibagi menjadi dua, yaitu pemodelan sistem utama tanpa TMD dan sistem utama menggunakan TMD. Kemudian dilanjutkan dengan pembuatan model matematis untuk masing-masing analisa dengan membangun *free body diagram* dari model fisik yang sudah disederhanakan. Secara umum, model fisik yang digunakan merupakan model eksperimen yang akan dirancang dengan input berupa gaya *unbalance* dari *shaker* (ditunjukkan pada Gambar 3.2).

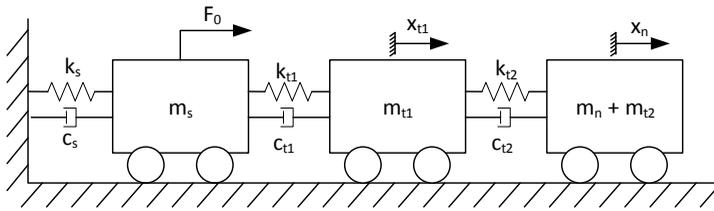


Gambar 3. 2 Model fisik eksperimen turbin angin struktur bertingkat (a) tanpa TMD dan (b) dengan TMD

Dari *free body diagram*, didapatkan komponen gaya sejenis yang akan dijumlahkan dengan menggunakan hukum Newton. Setelah itu, model matematis tersebut diubah dalam bentuk *state variable* dengan cara merubah bentuk persamaan kedalam persamaan diferensial orde pertama.

### 3.4.1 Model Turbin Angin Bertingkat Tanpa TMD

Model dinamis dari turbin angin tanpa TMD merupakan bentuk penyederhanaan dari model fisik dari Gambar 3.2, dapat dilihat pada Gambar 3.3 seperti dibawah ini.



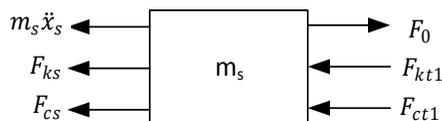
Gambar 3. 3 Model dinamis turbin angin tanpa TMD

Keterangan:

$m_n$	= massa <i>nacelle</i>
$m_a$	= massa TMD
$m_{t1}$	= massa menara bawah
$m_{t2}$	= massa menara atas
$m_s$	= massa <i>shaker</i>
$k_a$	= konstanta pegas TMD
$k_s$	= konstanta pegas <i>shaker</i>
$c_s$	= konstanta redaman <i>shaker</i>
$k_{t1}$	= konstanta kekakuan menara bawah
$k_{t2}$	= konstanta kekakuan menara atas
$c_{t1}$	= konstanta kekakuan menara bawah
$c_{t2}$	= konstanta kekakuan menara atas
$F_0$	= gaya <i>unbalance shaker</i>
$x$	= perpindahan secara horizontal

Gambar 3.3 juga menunjukkan bahwa sistem tersebut memiliki derajat kebebasan (dof) sebanyak 3, yaitu gerakan translasi pada massa *nacelle*, menara bawah, dan *shaker*. Berikut merupakan *free body diagram* dari setiap dof pada sistem.

- *Free Body Diagram* dari Massa *Shaker*



Gambar 3. 4 *Free body diagram* dari *shaker*

Dari Gambar 3.4 didapatkan persamaan di bawah ini.

$$\sum F = m_s \ddot{x}_s \quad (3.1)$$

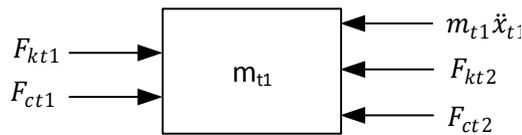
$$m_s \ddot{x}_s + F_{cs} + F_{ks} + F_{ct1} + F_{kt1} = F_0 \quad (3.2)$$

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s + c_{t1}(\dot{x}_s - \dot{x}_{t1}) + k_{t1}(x_s - x_{t1}) = F_0 \quad (3.3)$$

$$m_s \ddot{x}_s + (c_s + c_{t1})\dot{x}_s + (k_s + k_{t1})x_s = F_0 + c_{t1}\dot{x}_{t1} + k_{t1}x_{t1} \quad (3.4)$$

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{m_s} [F_0 + c_{t1}\dot{x}_{t1} + k_{t1}x_{t1} - (c_s + c_{t1})\dot{x}_s - (k_s + k_{t1})x_s] \quad (3.5)$$

- *Free Body Diagram* dari Menara Bawah



Gambar 3.5 *Free body diagram* menara bawah

Persamaan gerak yang dihasilkan dari Gambar 3.5 adalah sebagai berikut.

$$\sum F = m_{t1} \ddot{x}_{t1} \quad (3.6)$$

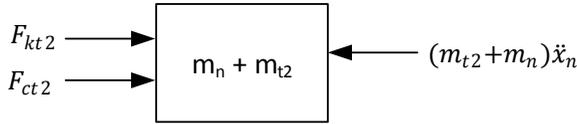
$$m_{t1} \ddot{x}_{t1} + F_{ct2} + F_{kt2} - F_{ct1} - F_{kt1} = 0 \quad (3.7)$$

$$m_{t1} \ddot{x}_{t1} + c_{t2}(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_n) + k_{t2}(x_{t1} - x_n) - c_{t1}(\dot{x}_s - \dot{x}_{t1}) - k_{t1}(x_s - x_{t1}) = 0 \quad (3.8)$$

$$m_{t1} \ddot{x}_{t1} + (c_{t2} + c_{t1})\dot{x}_{t1} + (k_{t1} + k_{t2})x_{t1} = c_{t1}\dot{x}_s + k_{t1}x_s + c_{t2}\dot{x}_n + k_{t2}x_n \quad (3.9)$$

$$\ddot{x}_{t1} = \frac{1}{m_{t1}} [c_{t1}\dot{x}_s + k_{t1}x_s + c_{t2}\dot{x}_n + k_{t2}x_n - (c_{t2} + c_{t1})\dot{x}_{t1} - (k_{t1} + k_{t2})x_{t1}] \quad (3.10)$$

- *Free Body Diagram* dari Massa Nacelle dan Menara Atas



Gambar 3. 6 *Free body diagram* dari *nacelle* dan menara atas

Dari Gambar 3.6 didapatkan persamaan sebagai berikut.

$$\sum F = (m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n \quad (3.11)$$

$$(m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n - F_{ct2} - F_{kt2} = 0 \quad (3.12)$$

$$(m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n - c_{t2}(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_n) - k_{t2}(x_{t1} - x_n) = 0 \quad (3.13)$$

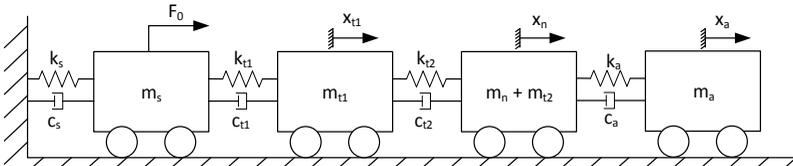
$$(m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n + c_{t2}\dot{x}_n + k_{t2}x_n = c_{t2}\dot{x}_{t1} + k_{t2}x_{t1} \quad (3.14)$$

$$\ddot{x}_n = \frac{1}{(m_{t2} + m_n)} [c_{t2}\dot{x}_{t1} + k_{t2}x_{t1} - c_{t2}\dot{x}_n - k_{t2}x_n] \quad (3.15)$$

Persamaan (3.5), (3.10), dan (3.15) merupakan persamaan *state variable* dari masing-masing derajat kebebasan pada sistem.

### 3.4.2 Model Turbin Angin Bertingkat Menggunakan TMD

Model dinamis dari turbin angin dengan menggunakan TMD merupakan bentuk penyederhanaan dari model fisik dari Gambar 3.2 dengan penambahan TMD pada *nacelle*, dapat dilihat pada Gambar 3.7 seperti dibawah ini.

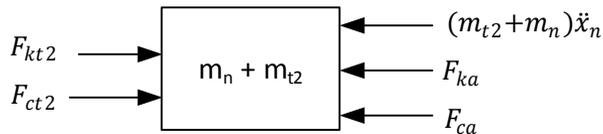


Gambar 3. 7 Model dinamis sistem turbin angin dengan TMD

Gambar 3.7 juga menunjukkan bahwa sistem tersebut memiliki derajat kebebasan (dof) sebanyak 4, dengan 3 dof sama seperti sistem turbin angin tanpa TMD dan 1 dof merupakan derajat kebebasan yang dimiliki oleh TMD yang diletakkan pada *nacelle*. *Free body diagram* dari *shaker* dan menara bawah sama

dengan *free body diagram* dari sistem sebelumnya, perbedaan terletak pada *free body diagram* dari *nacelle* yang mendapatkan gaya tambahan dari pegas TMD. Berikut merupakan *free body diagram* dari *nacelle* dan TMD.

- *Free Body Diagram* dari *Nacelle* dan Menara Atas



Gambar 3. 8 *Free body diagram* dari *nacelle* dan menara atas

Dari Gambar 3.8 didapatkan persamaan gerak *nacelle* sebagai berikut.

$$\sum F = (m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n \quad (3.16)$$

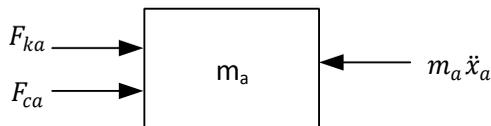
$$(m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n + F_{ka} - F_{ct2} - F_{kt2} = 0 \quad (3.17)$$

$$(m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n + k_a(x_n - x_a) - c_{t2}(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_n) - k_{t2}(x_{t1} - x_n) = 0 \quad (3.18)$$

$$(m_{t2} + m_n)\ddot{x}_n + c_{t2}\dot{x}_n + (k_{t2} + k_a)x_n = c_{t2}\dot{x}_{t1} + k_{t2}x_{t1} + k_ax_a \quad (3.19)$$

$$\ddot{x}_n = \frac{1}{(m_{t2} + m_n)} [c_{t2}\dot{x}_{t1} + k_{t2}x_{t1} + k_ax_a - c_{t2}\dot{x}_n - (k_{t2} + k_a)x_n] \quad (3.20)$$

- *Free Body Diagram* dari TMD



Gambar 3. 9 *Free body diagram* dari TMD

Dari Gambar 3.9 didapatkan persamaan gerak sebagai berikut.

$$\sum F = m_a\ddot{x}_a \quad (3.21)$$

$$m_a \ddot{x}_a - F_{ka} = 0 \quad (3.22)$$

$$m_a \ddot{x}_a - k_a(x_n - x_a) = 0 \quad (3.23)$$

$$m_a \ddot{x}_a + k_a x_a = k_a x_n \quad (3.24)$$

$$\ddot{x}_a = \frac{1}{m_a} [k_a x_n - k_a x_a] \quad (3.25)$$

Persamaan (3.20) dan (3.25) merupakan persamaan *state variable* yang nantinya akan digunakan untuk membuat diagram blok pada MATLAB Simulink.

### 3.5 Pembuatan Diagram Blok pada Simulink

Persamaan model dinamis yang telah diubah ke bentuk persamaan *state variable* kemudian diubah menjadi diagram blok simulasi dengan menggunakan *software* MATLAB Simulink. Diagram blok dibentuk untuk melakukan simulasi yang nantinya akan didapatkan hasil berupa grafik respon dinamis yang ditinjau dari berbagai massa pada sistem. Hasil dari simulasi tersebut kemudian digunakan untuk memvalidasi hasil eksperimen yang telah dilakukan. respon dinamis yang dihasilkan berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari berbagai massa, terutama massa *nacelle*.

### 3.6 Penentuan Parameter

Sebelum model eksperimen dibuat, parameter-parameter yang akan digunakan ditentukan. dalam menentukan parameter, terdapat beberapa batasan yang harus diikuti, yaitu massa TMD yang digunakan adalah 8%-9% dari massa *nacelle* dan massa *nacelle* sepertiga dari massa menara (Chen, Junling, dan Christos T. Georgakis, 2012). Tabel 3.1 merangkum parameter-parameter yang nantinya akan digunakan untuk simulasi maupun eksperimen.

Tabel 3. 1 Parameter Model Turbin Angin

Parameter	Nilai	Satuan	Keterangan
$m_n$	1,045	kg	Massa <i>nacelle</i>
$m_a$	0,232	kg	Massa TMD
$m_{t1}$	2,145	kg	Massa menara bawah

$m_{t2}$	1,455	kg	Massa menara atas
$m_s$	8,226	kg	Massa <i>shaker</i>
$k_a$	95,308	N/m	Konstanta kekakuan TMD
$k_s$	200	N/m	Konstanta kekakuan <i>shaker</i>
$m$	1,2	kg	Massa <i>unbalance</i>
$R$	0,06	m	Jarak massa <i>unbalance</i> dari pusat putaran
$L$	0,505	m	Tinggi menara dengan diameter homogen
$d_1$	2,7	m	Diameter menara bawah
$d_2$	2,2	m	Diameter menara atas

Dari Tabel 3.1 terdapat beberapa parameter yang belum dijelaskan secara rinci, seperti kekakuan menara, momen inersia pondasi, serta titik berat pondasi dan menara. berikut merupakan penjabaran dari parameter-parameter tersebut.

- Menentukan Kekakuan Menara

Bentuk menara yang digunakan pada penelitian ini adalah menara dengan struktur bertingkat dengan perbedaan diameter atas dan bawah sebesar 0,5 cm. Nilai konstanta kekakuan dari menara ini adalah nilai  $k_{t1}$  dan  $k_{t2}$  yang didapatkan dari persamaan (2.13) dengan nilai Modulus Elastisitas *Stainless Steel*  $E = 200$  GPa dan  $L = 0,5$  m.

$$k_{t1} = \frac{3EI}{L^3} \quad (3. 26)$$

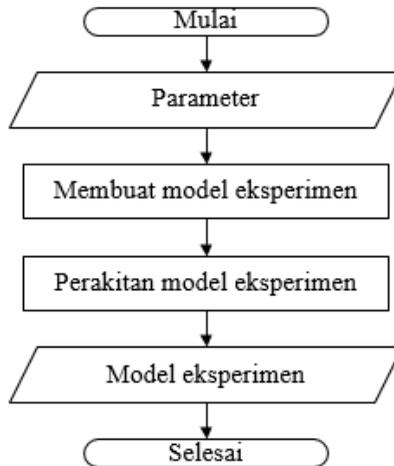
- Menentukan Konstanta Redaman Menara

Konstanta redaman menara dapat diketahui dengan melakukan uji coba untuk mengukur amplitudo pertama dan kedua dari menara tersebut dengan metode *incremental decrement*. Persamaan yang digunakan untuk menghitung konstanta redaman adalah sebagai berikut.

$$c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right)^2 + 1}} \quad (3.27)$$

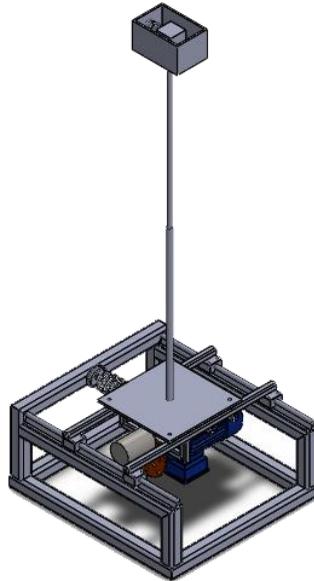
### 3.7 Pembuatan Model Eksperimen

Model eksperimen dibuat dengan parameter-parameter yang telah ditentukan sebelumnya dan sesuai dengan diagram alir pada Gambar 3.11 berikut.



Gambar 3. 10 Diagram alir pembuatan model eksperimen

Rancangan dari model eksperimen yang digunakan akan ditunjukkan oleh Gambar 3.12. Pemilihan material telah ditentukan sebelumnya untuk tiap-tiap komponen model seperti yang disajikan pada tabel 3.2 di bawah ini.



Gambar 3. 11 Rancangan model eksperimen

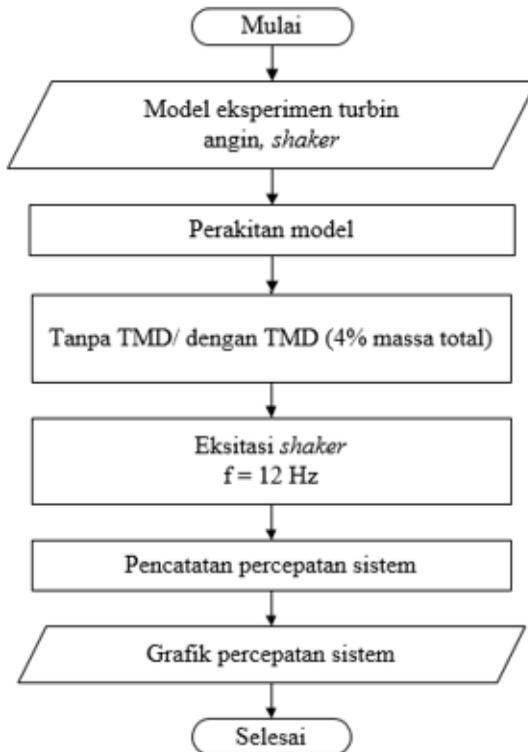
Tabel 3. 2 Material Tiap Komponen Model

Komponen	Material	Spesifikasi
Menara bawah	<i>Stainless steel</i>	$E= 200 \text{ Gpa}$ $\rho= 7280 \text{ kg/m}^3$
Menara atas	<i>Stainless steel</i>	$E= 200 \text{ Gpa}$ $\rho= 7280 \text{ kg/m}^3$
<i>Nacelle</i>	Alumunium	$E= 200 \text{ Gpa}$ $\rho= 2730 \text{ kg/m}^3$
TMD	Alumunium	$E= 69 \text{ Gpa}$ $\rho= 2730 \text{ kg/m}^3$
Pegas massa TMD	<i>Steel</i>	$k= 12 \text{ N/m}$

### 3.8 Pengambilan Data Eksperimen

Pada tahap ini akan dilakukan pengujian model turbin angin dengan input berupa gaya *unbalance* dari *shaker*. Gambar

3.12 menunjukkan langkah-langkah pengambilan data secara umum.



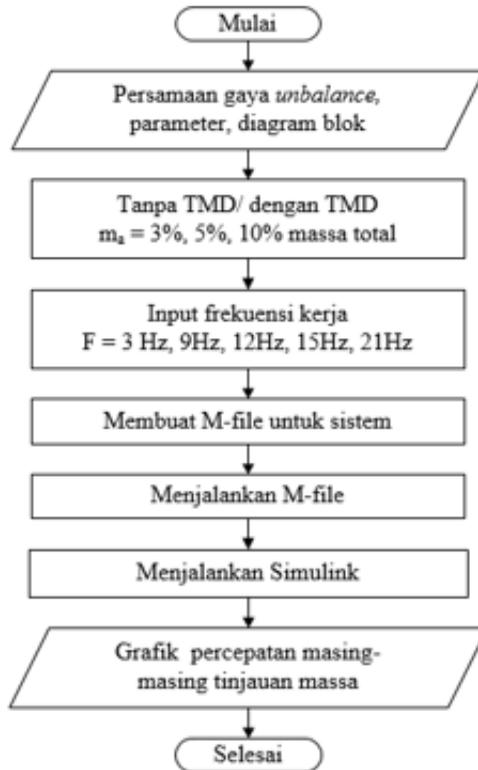
Gambar 3. 12 Diagram alir pengambilan data eksperimen

. Pada gambar tersebut terlihat alur dari pelaksanaan eksperimen yang akan dilaksanakan. Variasi yang digunakan adalah penggunaan atau tidaknya TMD pada sistem. Dari semua variasi tersebut, maka akan didapatkan 2 buah grafik percepatan sistem.

### 3.9 Simulasi dengan Matlab

Hasil respon getaran dari eksperimen kemudian dibandingkan dengan hasil respon getaran yang diperoleh dari simulasi menggunakan MATLAB Simulink. Grafik yang

dibandingkan adalah grafik perpindahan sistem. Langkah-langkah yang dilakukan pada proses simulasi terlihat pada Gambar 3.13.



Gambar 3. 13 Diagram alir simulasi dengan MATLAB Simulink

Blok diagram yang sebelumnya telah disusun kemudian diberikan parameter sesuai dengan parameter dari model eksperimen. Untuk parameter massa TMD, terdapat 5 variasi massa yaitu tanpa TMD, 3% massa total, 8% massa total, dan 10% massa total. Eksitasi yang diberikan berupa gelombang sinusoidal yang mewakili gaya *unbalance* dari *shaker*. Persamaan gaya *unbalance* yang digunakan adalah sebagai berikut.

$$F(t) = m\omega^2 R \cos \omega t \quad (3. 28)$$

Dimana  $\omega$  adalah frekuensi motor dalam satuan rad/s dan  $t$  adalah *timestep* yang digunakan.

### **3.10 Analisis Grafik Respon Dinamis**

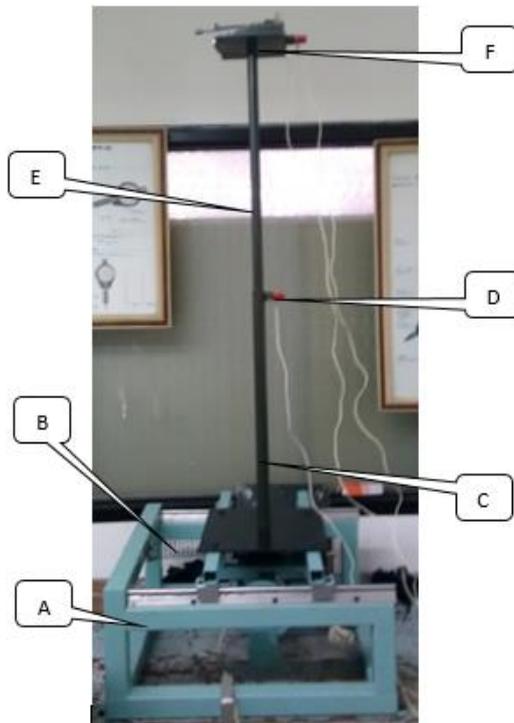
Pada tahap ini akan dibahas grafik respon dinamis yang telah dihasilkan dari eksperimen maupun simulasi. Selain itu, tahap ini juga akan membahas pengaruh penambahan TMD dan variasi massa TMD pada model turbin angin serta pengaruh perubahan gaya eksitasinya.

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Mekanisme Model Eksperimen Turbin Angin dan TMD (*Tuned Mass Damper*)

#### 4.1.1 Mekanisme Model Eksperimen Turbin Angin

Model eksperimen turbin angin adalah alat yang didesain untuk menyimulasikan getaran turbin angin yang terjadi akibat adanya gaya angin yang terus-menerus. Alat ini menggunakan *shaker* sebagai input gaya pengganti angin yang diletakkan di dasar alat. Berikut merupakan model turbin angin yang akan digunakan beserta bagian-bagian utamanya.



Gambar 4. 1 Model Eksperimen Turbin Angin

**Keterangan:**

- A : *Shaker*  
 B : Pegas pada *shaker*  
 C : Menara bawah  
 D : Probe accelero  
 E : Menara atas  
 F : Nasel

Dari hasil timbangan unuk komponen-komponen sistem utama, didapatkan nilai massa yang tampak pada tabel berikut:

Tabel 4. 1 Pengukuran massa setiap komponen model turbin angin

No.	Bagian	Massa (kg)
1	<i>Shaker</i>	8,226
2	Menara Bawah	2,205
3	Menara Atas	1,455
4	Nasel	1,045

Pada *shaker*, terdapat sebuah pegas untuk membatasi gerakan translasi dari *shaker* tersebut. Nilai kekakuan pegas dihitung dengan menggunakan Newtonmeter yang berprinsip pada Hukum Hooke:

$$F = k. \Delta X \quad (4. 1)$$

Dimana nilai  $F$  adalah gaya yang diberikan pada pegas,  $k$  adalah konstanta kekakuan pegas yang akan dicari, dan  $\Delta X$  adalah perubahan Panjang dari pegas setelah dikenai gaya. Sehingga didapatkan persamaan untuk menentukan nilai konstanta pegas sebagai berikut:

$$k = \frac{F}{\Delta X} \quad (4. 2)$$

Pengujian dilakukan sebanyak 3 kali dengan pemberian beban yang berbeda dan didapatkan hasil pengukuran sebagai berikut:

Tabel 4. 2 Pengujian k *shaker*

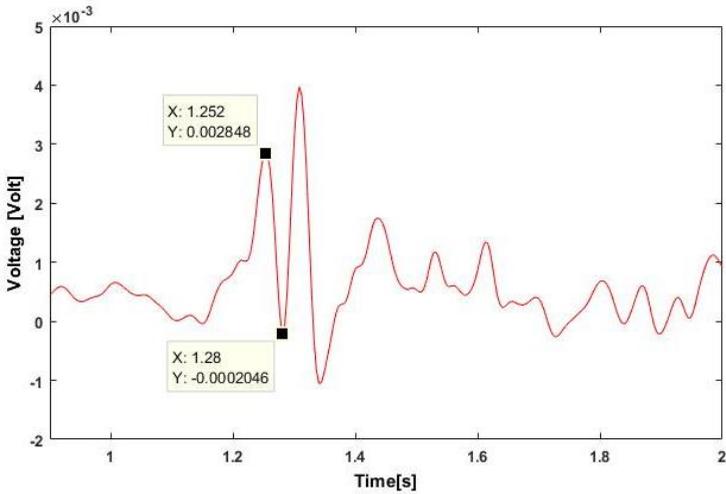
No.	Gaya (N)	$\Delta X$ (m)	k <i>shaker</i> (N/m)
1	10	0,05	200
2	8	0,039	205,1282
3	7	0,036	194,4444
Rata-rata nilai k (N/m)			199,8575

Kemudian, untuk mengetahui nilai kekakuan dari menara model turbin angin yang akan digunakan, maka digunakan perhitungan berdasarkan pada persamaan (2.13). Bentuk menara yang digunakan pada penelitian ini adalah menara dengan struktur bertingkat dengan perbedaan diameter atas dan bawah sebesar 0,5 cm. Nilai Modulus Elastisitas yang digunakan adalah untuk material *Stainless Steel* dengan  $E = 200$  GPa dan panjang menara sebesar  $L = 0,505$  m.

$$k_{t1} = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3.200.10^9 \cdot \pi \cdot 0,027^4}{64 \cdot 0,505^3} = 121535,1976 \text{ N/m} \quad (4.3)$$

$$k_{t2} = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3.200.10^9 \cdot \pi \cdot 0,022^4}{64 \cdot 0,505^3} = 53571,98493 \text{ N/m} \quad (4.4)$$

Untuk mengetahui konstanta redaman sistem utama, dilakukan pengujian secara langsung dengan memberikan simpangan awal pada sistem utama dan membiarkannya bergetar secara bebas. Respon getaran dari sistem utama akan diambil dengan menggunakan *accelerometer* yang akan diolah dengan persamaan *incremental degreement*. Berikut merupakan grafik getaran yang akan diolah.



Gambar 4. 2 Grafik hasil pengukuran getaran bebas *shaker*

Pengolahan data dari grafik di atas dilakukan dengan mencari amplitudo rata-rata dari puncak dan lembah yang berdekatan ( $a_n$ ) dan rata-rata dari amplitudo puncak dan lembah selanjutnya ( $a_{n+1}$ ). Persamaan yang digunakan untuk mencari  $a_n$  dan  $a_{n+1}$  adalah sebagai berikut:

$$a_n = \frac{\text{puncak}_n - \text{lembah}_n}{2} \quad (4.5)$$

$$a_{n+1} = \frac{\text{puncak}_{n+1} - \text{lembah}_{n+1}}{2} \quad (4.6)$$

Setelah itu, kedua nilai tersebut dimasukkan ke dalam persamaan *incremental decreement* sebagaimana berikut:

$$c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right)^2 + 1}} \quad (4.7)$$

Berikut merupakan perhitungan nilai konstanta redaman pada *shaker*, menara bawah, dan menara atas.

Tabel 4. 3 Konstanta redaman *shaker*

Percobaan ke-	$a_n$	$a_{n+1}$	C <i>shaker</i> (Ns/m)
1	0.001322	0.001467	1.567775
2	0.001467	0.001125	3.997464
3	0.001125	0.000805	5.029893
4	0.000805	0.000552	5.676524
5	0.000552	0.000323	8.047181
<b>C <i>shaker</i></b>			<b>4.863767</b>

Tabel 4. 4 Konstanta redaman menara bawah

Percobaan ke-	$a_n$	$a_{n+1}$	C menara bawah (Ns/m)
1	0.0014	0.001	55.36913
2	0.001	0.0004	149.4183
3	0.0004	0.0006	66.67935
<b>C menara bawah</b>			<b>90.48894</b>

Tabel 4. 5 Konstanta redaman menara atas

Percobaan ke-	$a_n$	$a_{n+1}$	C menara atas (Ns/m)
1	0.0016	0.0012	33.9005
2	0.0012	0.0008	47.73085
3	0.0008	0.0006	33.9005
<b>C menara atas</b>			<b>38.51062</b>

#### 4.1.2 Mekanisme Model TMD

TMD merupakan sistem tambahan yang digunakan untuk meredam sistem utama yang terlihat seperti gambar berikut.



Gambar 4. 3 TMD pada nasel

**Keterangan:**

- 1 : Nasel
- 2 : Pegas TMD
- 3 : Massa TMD

Untuk massa TMD yang dibuat yaitu 0,232 kg yang setara dengan 5% dari massa total yang digunakan. Massa tersebut diperoleh dengan menimbang langsung menggunakan timbangan digital. Pegas yang digunakan pada TMD terbuat dari kawat baja dengan spesifikasi seperti di bawah ini:

$$d = 0,001 \text{ m}$$

$$D = 0,015 \text{ m}$$

$$N = 30$$

$$G = 77,2 \text{ GPa}$$

Persamaan yang digunakan untuk mencari konstanta pegas tersebut adalah:

$$k = \frac{Gd^4}{8ND^3}$$

$$k = \frac{77,2 \cdot 10^4 \cdot 0,001^4}{8 \cdot 30 \cdot 0,015^3} = 95,308 \text{ N/m} \quad (4. 8)$$

Sehingga diketahui konstanta pegas yang digunakan adalah 95,308 N/m. TMD ini adalah TMD tanpa peredam, sehingga konstanta redaman pada sistem TMD dianggap nol.

## 4.2 Pemodelan Sistem Turbin Angin

### 4.2.1 Sistem Utama Tanpa TMD

Dari persamaan gerak (3.4), (3.9), dan (3.14), nilai frekuensi sistem utama dapat ditentukan dengan mengubah persamaan-persamaan tersebut menjadi bentuk matriks.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + (c_s + c_{t1}) \dot{x}_s - c_{t1} \dot{x}_{t1} + (k_s + k_{t1}) x_s - k_{t1} x_{t1} &= F_0 \\ m_{t1} \ddot{x}_{t1} - c_{t1} \dot{x}_s + (c_{t2} + c_{t1}) \dot{x}_{t1} - c_{t2} \dot{x}_n + (k_{t1} + k_{t2}) x_{t1} - k_{t1} x_s - k_{t2} x_n &= 0 \\ (m_{t2} + m_n) \ddot{x}_n - c_{t2} \dot{x}_{t1} + c_{t2} \dot{x}_n + k_{t2} x_n - k_{t2} x_{t1} &= 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Diperoleh:

$$\begin{aligned} [M] &= \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 \\ 0 & m_{t1} & 0 \\ 0 & 0 & m_{t2} + m_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{t1} \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix} \\ [C] &= \begin{bmatrix} (c_s + c_{t1}) & -c_{t1} & 0 \\ -c_{t1} & (c_{t2} + c_{t1}) & -c_{t2} \\ 0 & -c_{t2} & c_{t2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_{t1} \\ \dot{x}_n \end{Bmatrix} \\ [K] &= \begin{bmatrix} (k_s + k_{t1}) & -k_{t1} & 0 \\ -k_{t1} & (k_{t2} + k_{t1}) & -k_{t2} \\ 0 & -k_{t2} & k_{t2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_{t1} \\ x_n \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Persamaan fundamental yang digunakan yaitu:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F(t) \quad (4.11)$$

Namun nilai frekuensi natural hanya dipengaruhi oleh nilai  $m_{eq}$  dan  $k_{eq}$  saja, sehingga persamaan (4.9) dapat disederhanakan menjadi:

$$\begin{aligned} [M]\ddot{x} + [K]x &= 0 \\ \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 \\ 0 & m_{t1} & 0 \\ 0 & 0 & m_{t2} + m_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{t1} \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix} + \\ \begin{bmatrix} (k_s + k_{t1}) & -k_{t1} & 0 \\ -k_{t1} & (k_{t2} + k_{t1}) & -k_{t2} \\ 0 & -k_{t2} & k_{t2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_{t1} \\ x_n \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Dimana:  $x(t) = X \cos \omega t$

$$\dot{x}(t) = -X\omega \sin \omega t$$

$$\ddot{x}(t) = -X \omega^2 \cos \omega t$$

Persamaan (4.10) menjadi:

$$\det \begin{vmatrix} -\omega^2 m_s + (k_s + k_{t1}) & -k_{t1} & 0 \\ -k_{t1} & -\omega^2 m_{t1} + (k_{t2} + k_{t1}) & -k_{t2} \\ 0 & -k_{t2} & -\omega^2 (m_{t2} + m_n) + k_{t2} \end{vmatrix} = 0 \quad (4.13)$$

Dengan menggunakan nilai parameter:

$$\begin{aligned} m_s &= 8,226 \text{ kg} & k_s &= 199,8575 \text{ N/m} \\ m_{t1} &= 2,205 \text{ kg} & k_{t1} &= 121535,1976 \text{ N/m} \\ m_{t2} &= 1,455 \text{ kg} & k_{t2} &= 53571,98493 \\ m_n &= 1,045 \text{ kg} \end{aligned}$$

Karena  $\lambda = \omega^2$ , maka determinan dari persamaan (4.11) adalah:

$$-45,345825\lambda^3 + 4369582,535\lambda^2 - 1936381310\lambda - 3,1421 \cdot 10^{14} = 0 \quad (4.14)$$

Dengan menggunakan rumus faktorisasi, akan diperoleh diperoleh nilai  $\lambda_{1,2,3}$  sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 15,385 & \text{maka } \omega_1 &= 3,9224 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0,624 \text{ Hz} \\ \lambda_2 &= 18925,147 & \text{maka } \omega_2 &= 137,5687 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 21,895 \text{ Hz} \\ \lambda_3 &= 96165,9173 & \text{maka } \omega_3 &= 310,1063 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 49,355 \text{ Hz} \end{aligned}$$

## 4.2.2 Sistem Utama Menggunakan TMD

Dari persamaan gerak (3.4), (3.9), (3.14), (3.18), dan (3.23) dengan sistem yang telah diberi massa TMD adalah:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + (c_s + c_{t1}) \dot{x}_s - c_{t1} \dot{x}_{t1} + (k_s + k_{t1}) x_s - k_{t1} x_{t1} &= F_0 \\ m_{t1} \ddot{x}_{t1} - c_{t1} \dot{x}_s + (c_{t2} + c_{t1}) \dot{x}_{t1} - c_{t2} \dot{x}_n + (k_{t1} + k_{t2}) x_{t1} - k_{t1} x_s - k_{t2} x_n &= 0 \\ (m_{t2} + m_n) \ddot{x}_n - c_{t2} \dot{x}_{t1} + (c_{t2} + c_a) \dot{x}_n - k_{t2} x_{t1} + (k_{t2} + k_a) x_n - k_a x_a &= 0 \\ m_a \ddot{x}_a - k_a x_n + k_a x_a &= 0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Nilai frekuensi natural dihitung dengan menggunakan analisis seperti sistem tanpa TMD sebelumnya. Perhitungan ini digunakan sebagai pembandingan antara respon sistem tanpa TMD dan sistem yang menggunakan TMD. Persamaan di atas kemudian diubah menjadi matriks sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 [M] &= \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{t1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (m_{t2} + m_n) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{t1} \\ \ddot{x}_n \\ \ddot{x}_a \end{pmatrix} \\
 [K] &= \begin{bmatrix} (k_s + k_{t1}) & -k_{t1} & 0 & 0 \\ -k_{t1} & (k_{t2} + k_{t1}) & -k_{t2} & 0 \\ 0 & -k_{t2} & (k_{t2} + k_a) & -k_a \\ 0 & 0 & -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_s \\ x_{t1} \\ x_n \\ x_a \end{pmatrix} \quad (4.16)
 \end{aligned}$$

Persamaan tersebut kemudian diubah menjadi:

$$\begin{aligned}
 & -\omega^2 \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{t1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (m_{t2} + m_n) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{t1} \\ \ddot{x}_n \\ \ddot{x}_a \end{pmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (k_s + k_{t1}) & -k_{t1} & 0 & 0 \\ -k_{t1} & (k_{t2} + k_{t1}) & -k_{t2} & 0 \\ 0 & -k_{t2} & (k_{t2} + k_a) & -k_a \\ 0 & 0 & -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_s \\ x_{t1} \\ x_n \\ x_a \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\
 \det & \begin{vmatrix} -\omega^2 m_s + (k_s + k_{t1}) & -k_{t1} & 0 & 0 \\ -k_{t1} & -\omega^2 m_{t1} + (k_{t2} + k_{t1}) & -k_{t2} & 0 \\ 0 & -k_{t2} & -\omega^2 (m_{t2} + m_n) + k_{t2} & -k_a \\ 0 & 0 & -k_a & -\omega^2 m_a + k_a \end{vmatrix} = 0
 \end{aligned}$$

Dengan nilai  $m_a = 0,232 \text{ kg}$ ,  $k_a = 95,308 \text{ N/m}$  dan  $\lambda = \omega^2$ , maka determinan dari persamaan di atas adalah:

$$10,520\lambda^4 - 1013502.453\lambda^3 + 425881958,1\lambda^2 + 7,9225.10^{13}\lambda + 1,60837.10^{15} = 0 \quad (4.17)$$

Dengan menggunakan rumus faktorisasi, akan diperoleh diperoleh nilai  $\lambda_{1,2,3,4}$  sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \lambda_1 &= 7,881 & \text{maka } \omega_1 &= 2,8074 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0,447 \text{ Hz} \\
 \lambda_2 &= 417,703 & \text{maka } \omega_2 &= 20,4378 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 3,253 \text{ Hz} \\
 \lambda_3 &= 18925,752 & \text{maka } \omega_3 &= 137,5709 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 21,895 \text{ Hz} \\
 \lambda_4 &= 96165,917 & \text{maka } \omega_4 &= 310,1063 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 49,355 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Pada penelitian ini, digunakan beberapa variasi massa TMD yaitu 3%, 5%, dan 7% dari massa total. Perhitungan di atas

merupakan frekuensi natural dari TMD dengan massa 5% massa total. Cara perhitungan yang sama digunakan untuk TMD 3% dan 7% dari massa total.

a. Massa TMD 3% massa total

$$\text{Massa TMD} = 0,07 \times (2,205 + 1,455 + 1,045) = 0,14115 \text{ kg}$$

$$\lambda_1 = 7,9366 \quad \text{maka } \omega_1 = 2,8172 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0,448 \text{ Hz}$$

$$\lambda_2 = 672,6086 \quad \text{maka } \omega_2 = 25,9347 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 4,127 \text{ Hz}$$

$$\lambda_3 = 18926,1377 \quad \text{maka } \omega_3 = 137,5723 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 21,895 \text{ Hz}$$

$$\lambda_4 = 96165,9173 \quad \text{maka } \omega_4 = 310,1063 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 49,355 \text{ Hz}$$

b. Massa TMD 7% massa total

$$\text{Massa TMD} = 0,07 \times (2,205 + 1,455 + 1,045) = 0,32935 \text{ kg}$$

$$\lambda_1 = 7,8181 \quad \text{maka } \omega_1 = 2,7961 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0,445 \text{ Hz}$$

$$\lambda_2 = 292,6460 \quad \text{maka } \omega_2 = 17,1069 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2,722 \text{ Hz}$$

$$\lambda_3 = 18925,5599 \quad \text{maka } \omega_3 = 137,5702 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 21,895 \text{ Hz}$$

$$\lambda_4 = 96165,9173 \quad \text{maka } \omega_4 = 310,1063 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 49,355 \text{ Hz}$$

Hasil perhitungan dari seluruh frekuensi natural yang telah dilakukan ditampilkan pada tabel di bawah ini baik dalam satuan Hz.

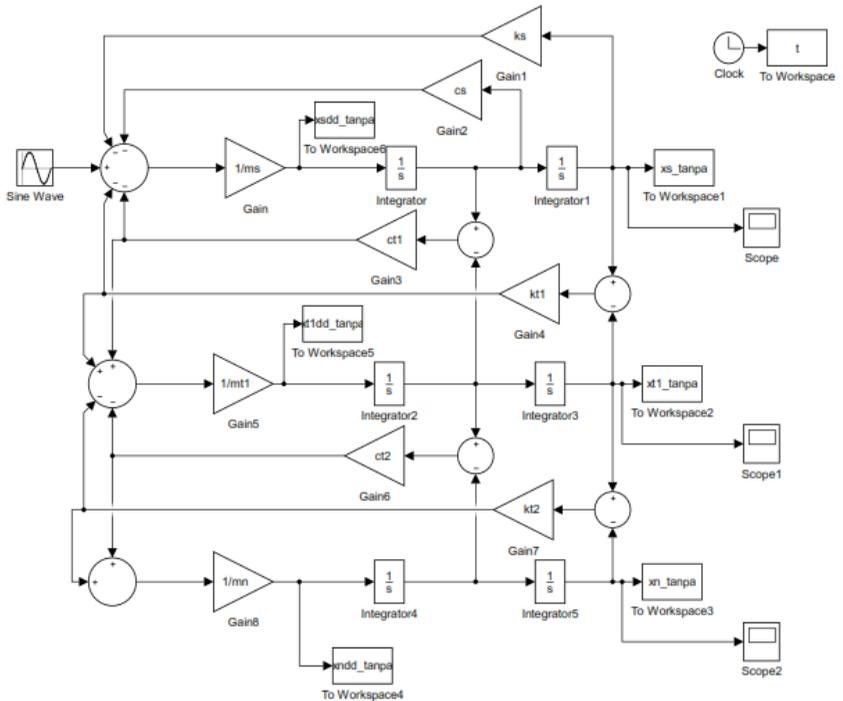
Tabel 4. 6 Frekuensi natural sistem model turbin angin

Variasi massa TMD	Massa TMD (kg)	Frekuensi Natural Tanpa TMD (Hz)			Frekuensi Natural Menggunakan TMD (Hz)			
		$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$
3%	0,14115				0,448	4,127	21,895	49,355
5%	0,232	0,624	21,895	49,355	0,447	3,253	21,895	49,355
7%	0,32935				0,445	2,722	21,895	49,355

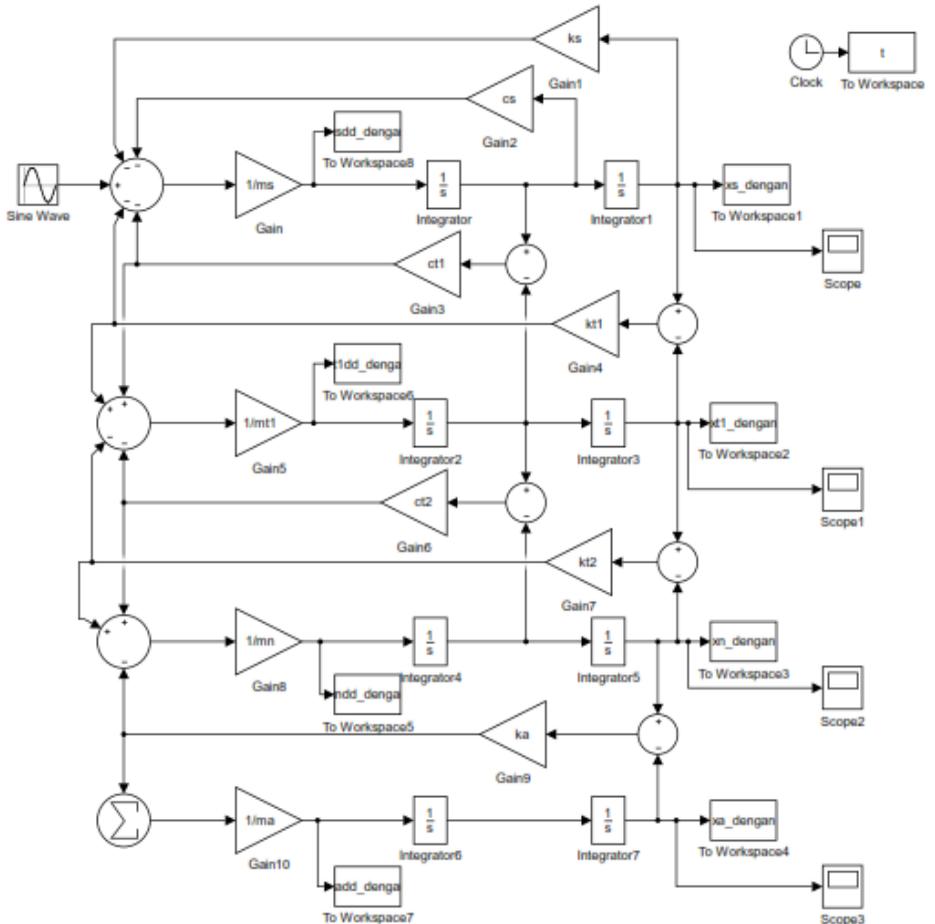
### 4.3 Diagram Blok

Sebelum dilakukannya simulasi, persamaan matematis yang telah dibentuk diubah menjadi diagram blok. Perangkat lunak

yang digunakan untuk membuat diagram blok adalah MATLAB: Simulink. Maka dibuatlah dua buah diagram blok untuk mewakili sistem model turbin angin tanpa TMD dan sistem model turbin angin yang menggunakan TMD. Berikut merupakan diagram blok dari sistem yang belum ditambahkan TMD dan sistem yang telah ditambahkan TMD. Input yang digunakan adalah gelombang sinusoidal dengan parameter yang telah tercantum pada Tabel 3.1.



Gambar 4. 4 Diagram blok sistem sebelum penambahan TMD



Gambar 4. 5 Diagram blok sistem setelah penambahan TMD

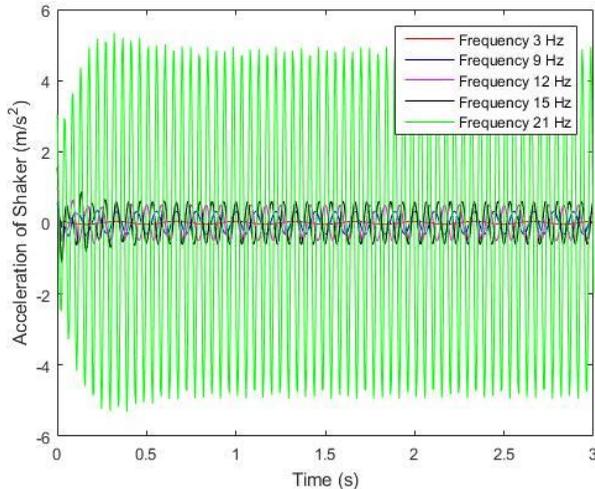
#### 4.4 Analisis Hasil Simulasi

Pada analisis respon percepatan sistem model turbin angin, diberikan variasi frekuensi eksitasi yaitu pada 3 Hz, 9 Hz, 12 Hz, 15 Hz, dan 21 Hz. Variasi tersebut digunakan sebagai frekuensi input dari gelombang sinusoidal yang digunakan. Gaya eksitasi sistem adalah gaya *unbalance* dari *shaker* sesuai dengan

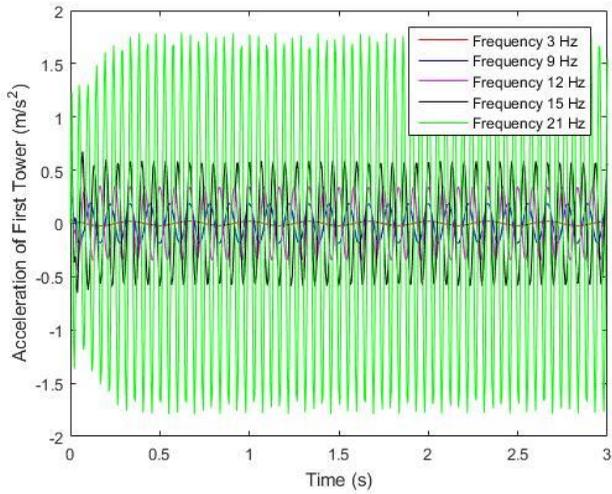
persamaan (3.29). Output dari simulasi ini adalah respon percepatan sistem utama sebelum dan sesudah penambahan TMD serta persentase reduksi percepatan setiap tinjauan massa dari sistem utama.

#### 4.4.1 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Tanpa TMD

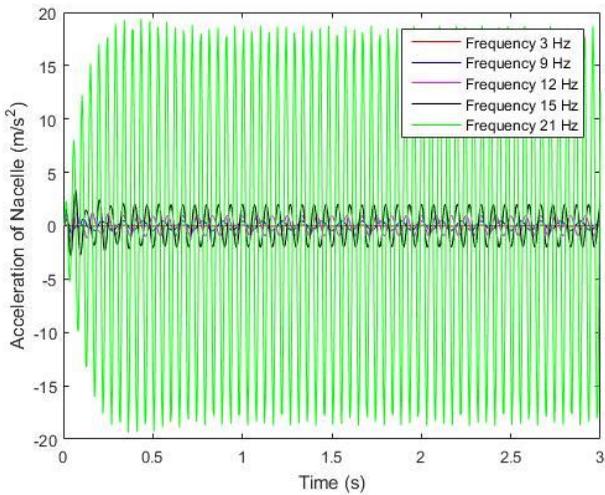
Pada kondisi ini, model turbin angin disimulasikan dengan menggunakan 5 variasi frekuensi. Frekuensi 3 Hz merupakan nilai omega yang didapatkan dengan mengonversikan gaya angin dengan kecepatan 6 m/s menjadi gaya *shaker*. Frekuensi 9 Hz merupakan frekuensi yang didapat dengan mengonversi gaya akibat percepatan tanah oleh gempa bumi. Frekuensi 12 Hz adalah frekuensi eksitasi sistem saat dilakukan eksperimen. Frekuensi 15 Hz adalah hasil konversi gaya angin dengan kecepatan 17,5 m/s. Sedangkan frekuensi 21 Hz adalah frekuensi yang mendekati frekuensi natural sistem yang kedua. Simulasi dilakukan selama 100 detik.



(a)



(b)

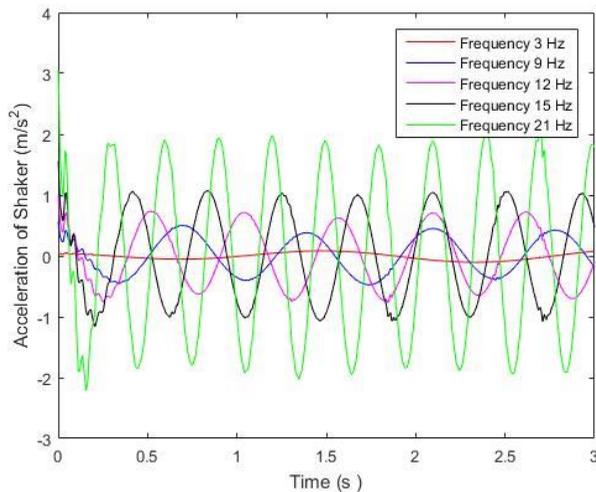


(c)

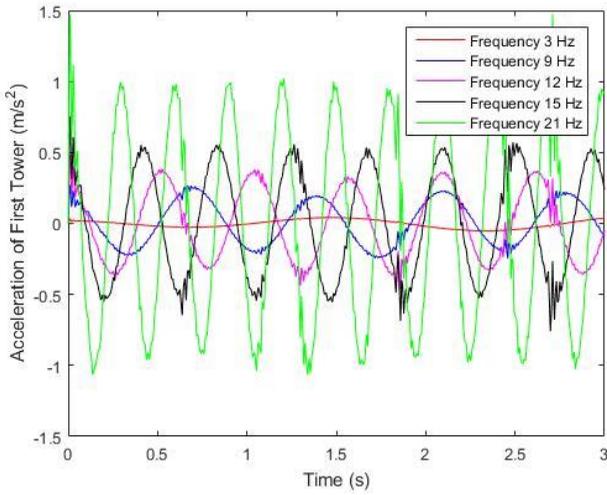
Gambar 4. 6 Grafik respon percepatan pada (a) *shaker*, (b) menara bawah, dan (c) naseel dengan variasi frekuensi berbeda

Gambar di atas menunjukkan hasil simulasi model turbin angin tanpa menggunakan TMD dengan variasi frekuensi tertentu. Setelah itu, *root mean square* (RMS) dari setiap massa dihitung pada frekuensi tertentu. Untuk massa *shaker* didapatkan RMS respon percepatan pada frekuensi 3 Hz, 9 Hz, 12 Hz, 15 Hz dan 21 Hz secara berturut-turut sebesar  $0,0288 \text{ m/s}^2$ ,  $0,229 \text{ m/s}^2$ ,  $0,3625 \text{ m/s}^2$ ,  $0,4324 \text{ m/s}^2$ , dan  $3,5936 \text{ m/s}^2$ . Dengan variasi frekuensi yang sama, massa menara bawah memiliki RMS respon percepatan sebesar  $0,0146 \text{ m/s}^2$ ,  $0,1325 \text{ m/s}^2$ ,  $0,2465 \text{ m/s}^2$ ,  $0,4136 \text{ m/s}^2$ , dan  $1,2418 \text{ m/s}^2$ . Adapun untuk massa total, diperoleh RMS respon percepatan sebesar  $0,0297 \text{ m/s}^2$ ,  $0,3131 \text{ m/s}^2$ ,  $0,6771 \text{ m/s}^2$ ,  $1,4346 \text{ m/s}^2$ , dan  $13,3616 \text{ m/s}^2$ . Dapat dilihat dari grafik, semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, maka akan semakin besar respon percepatan yang dihasilkan.

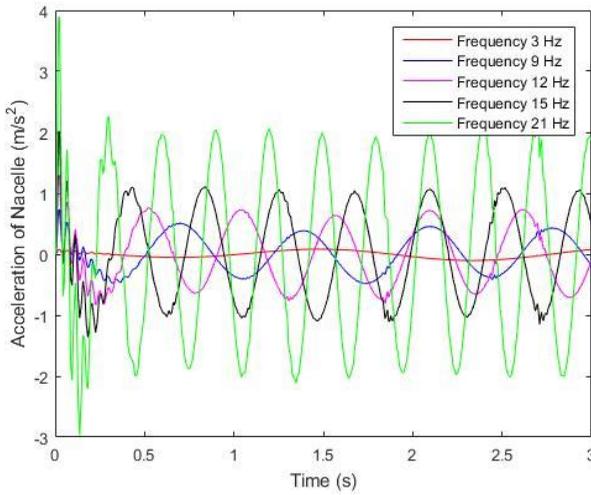
#### 4.4.2 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Menggunakan TMD 3% Massa Total



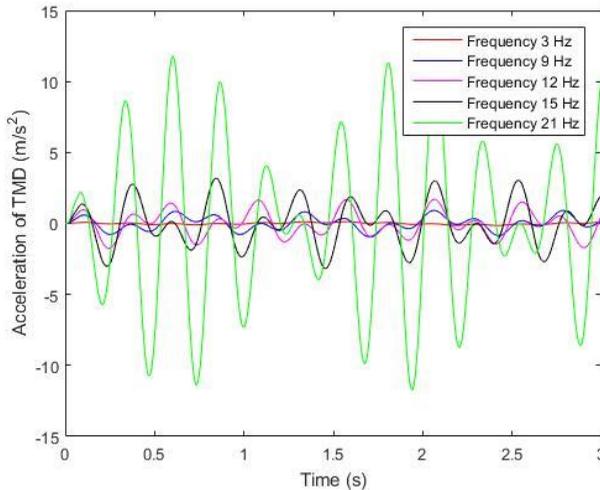
(a)



(b)



(c)



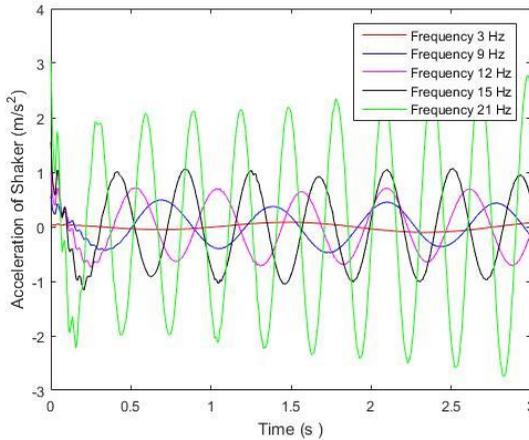
(d)

Gambar 4. 7 Grafik respon percepatan model turbin angin pada (a) *shaker*, (b) menara bawah, (c) nasel,dan (d) TMD setelah diberi massa TMD 3%

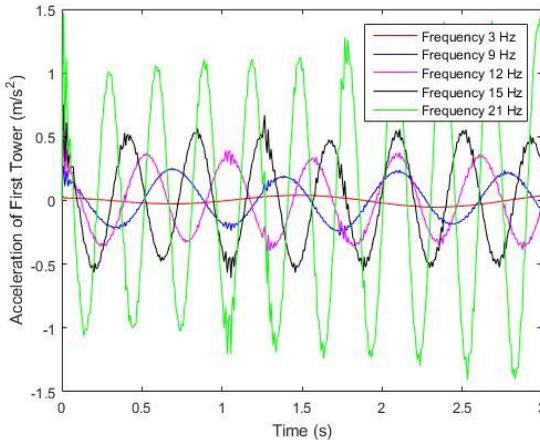
Gambar 4.7 memperlihatkan respon percepatan *shaker*, menara bawah, nasel, dan TMD yang diberi frekuensi eksitasi sebesar 3Hz, 9 Hz, 12 Hz, 15 Hz, serta 21 Hz selama 3 detik. TMD yang digunakan pada simulasi ini bermassa 3% dari massa total model turbin angin (tanpa *shaker*). Setelah respon mencapai keadaan *steady*, *root mean square* (RMS) dari respon percepatan dihitung. Didapatkan RMS respon percepatan massa *shaker* dengan frekuensi kerja dimulai dari yang tekecil secara berurutan adalah 0,0508 m/s<sup>2</sup>, 0,3069 m/s<sup>2</sup>, 0,4945 m/s<sup>2</sup>, 0,7387 m/s<sup>2</sup>, dan 1.3651 m/s<sup>2</sup>. Massa menara bawah memilikiRMS respon percepatan dengan nilai 0,0253 m/s<sup>2</sup>, 0,1528 m/s<sup>2</sup>, 0,2466 m/s<sup>2</sup>, 0,37 m/s<sup>2</sup>, dan 0,6901 m/s<sup>2</sup>. Untuk massa nasel, RMS respon percepatan adalah 0,0507 m/s<sup>2</sup>, 0,3077 m/s<sup>2</sup>, 0,4981 m/s<sup>2</sup>, 0,7491 m/s<sup>2</sup>, dan 1,4154 m/s<sup>2</sup>. Adapun RMS dari TMD yang diperoleh adalah 0,0592 m/s<sup>2</sup>, 0,4559 m/s<sup>2</sup>, 0,8626 m/s<sup>2</sup>, 1,5537 m/s<sup>2</sup>, dan

5,8626  $\text{m/s}^2$  untuk frekuensi 3 Hz, 9 Hz, 12 Hz, 15 Hz, dan 21 Hz. Pada grafik tersebut terlihat bahwa semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, maka akan semakin besar pula percepatan yang dihasilkan.

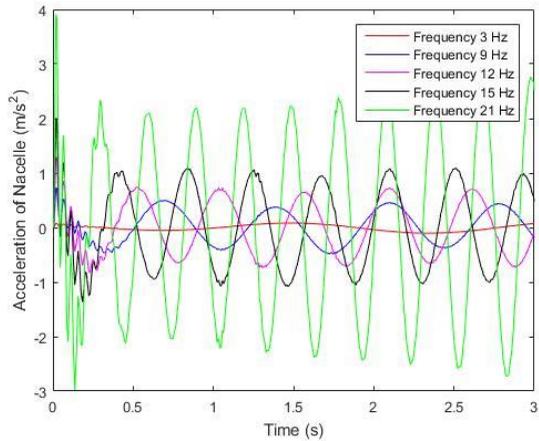
#### 4.4.3 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Menggunakan TMD 5% Massa Total



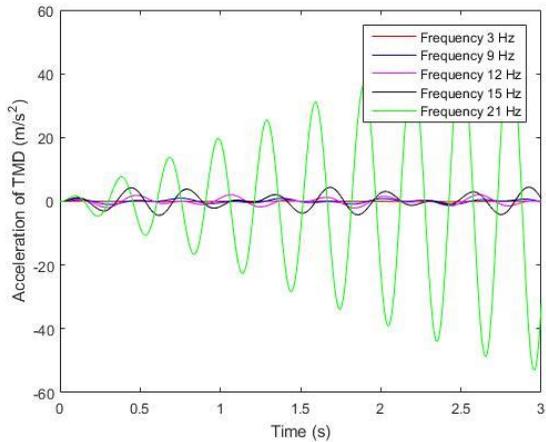
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 4. 8 Grafik respon percepatan model turbin angin pada (a) *shaker*, (b) menara bawah, (c) nasel, dan (d) TMD setelah diberi massa TMD 5%

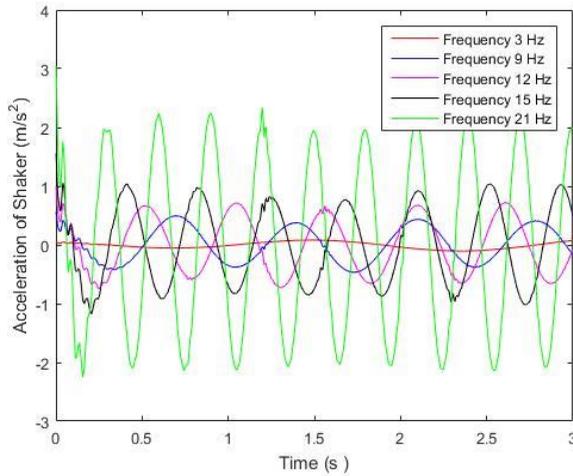
Gambar 4.8 merupakan hasil simulasi model turbin angin menggunakan TMD dengan massa 5% dari massa total. Terdapat

perubahan RMS respon percepatan pada setiap tinjauan massa sehingga didapatkan persentase reduksi dari respon percepatan setiap tinjauan massa Untuk massa *shaker* didapatkan RMS respon percepatan pada frekuensi 3 Hz, 9 Hz, 12 Hz, 15 Hz dan 21 Hz secara berturut-turut sebesar 0,0512 m/s<sup>2</sup>, 0,303 m/s<sup>2</sup>, 0,4875 m/s<sup>2</sup>, 0,7217 m/s<sup>2</sup>, dan 1,9973 m/s<sup>2</sup> dengan persentase reduksi sebesar -77,7778%, -32,3144%, -34,4828%, -66,9056%, dan 44,4064%. Hal tersebut juga berlaku untuk massa menara bawah yang menghasilkan RMS respon percepatan sebesar 0,0256 m/s<sup>2</sup>, 0,1515 m/s<sup>2</sup>, 0,2444 m/s<sup>2</sup>, 0,3628 m/s<sup>2</sup>, dan 1,0015 m/s<sup>2</sup> dengan persentase reduksi sebesar -75,3425%, -14,3396%, 0,8519%, 12,28246%, dan 19,351%. Adapun untuk massa total, diperoleh RMS respon percepatan sebesar 0,0511 m/s<sup>2</sup>, 0,3037 m/s<sup>2</sup>, 0,4911 m/s<sup>2</sup>, 0,7329 m/s<sup>2</sup>, dan 1,9761 m/s<sup>2</sup> dengan persentase reduksi sebesar -72,054%, 3,002%, 27,47%, 48,912%, dan 85,21%. Dapat diketahui bahwa TMD akan semakin baik dalam mereduksi getaran saat frekuensi kerja sistem semakin besar mendekati frekuensi natural kedua.

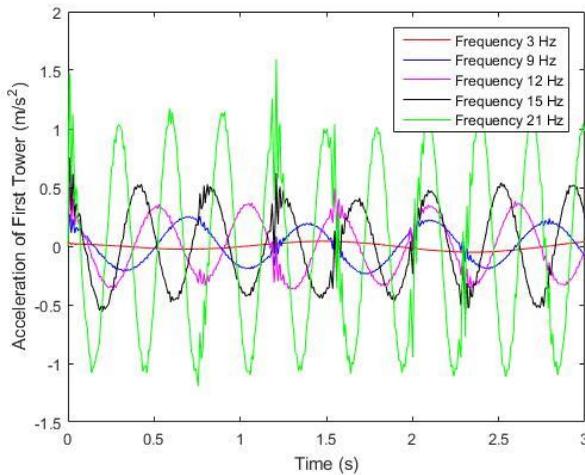
#### 4.4.4 Analisis Respon Percepatan Sistem Utama Menggunakan TMD 7% Massa Total

Variasi yang selanjutnya adalah mensimulasikan sistem model turbin angin bertingkat dengan menambahkan TMD bermassa 7% dari massa total. Dilakukan lima kali simulasi menggunakan berbagai variasi frekuensi eksitasi yang sama dengan sistem sebelumnya. Setelah respon percepatan mencapai kondisi *steady*, RMS dari setiap massa dihitung. Pada frekuensi kerja 3 Hz didapatkan RMS *shaker* sebesar 0,0516 m/s<sup>2</sup>, RMS menara bawah sebesar 0,0257 m/s<sup>2</sup>, RMS nasek sebesar 0,0516 m/s<sup>2</sup>, dan RMS TMD sebesar 0,0608 m/s<sup>2</sup>. Frekuensi 9 Hz menghasilkan RMS respon percepatan setiap massa berurutan dari bawah ke atas yang bernilai 0,2981 m/s<sup>2</sup>, 0,1489 m/s<sup>2</sup>, 0,299 m/s<sup>2</sup>, dan 0,5441 m/s<sup>2</sup>. Frekuensi 12 Hz menghasilkan RMS sebesar 0,4775 m/s<sup>2</sup>, 0,2391 m/s<sup>2</sup>, 0,4814 m/s<sup>2</sup>, dan 1,2925 m/s<sup>2</sup>. Variasi frekuensi selanjutnya (15Hz) menghasilkan RMS dengan nilai 0,6727 m/s<sup>2</sup>, 0,3367 m/s<sup>2</sup>, 0,6857 m/s<sup>2</sup>, dan 4,3054 m/s<sup>2</sup>. Untuk

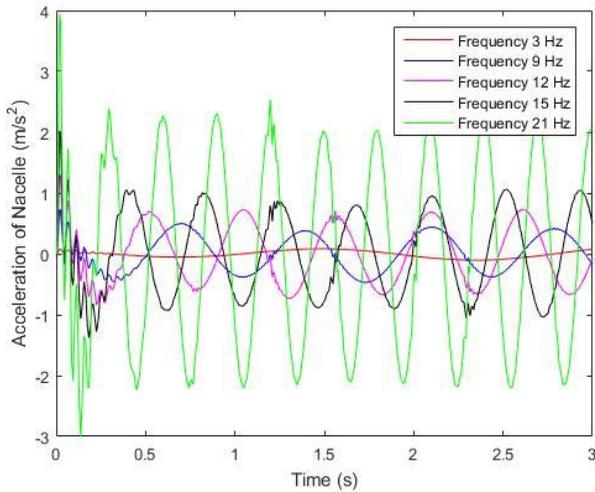
frekuensi 21 Hz didapatkan nilai RMS respon percepatan sebesar  $1,4849 \text{ m/s}^2$  untuk *shaker*,  $0,7501 \text{ m/s}^2$  untuk menara bawah,  $1,5225 \text{ m/s}^2$  untuk nasel, dan  $3,8573 \text{ m/s}^2$  untuk TMD. Gambar 4.9 memperlihatkan respon percepatan setiap massa yang ditinjau dalam rentang waktu 3 detik.



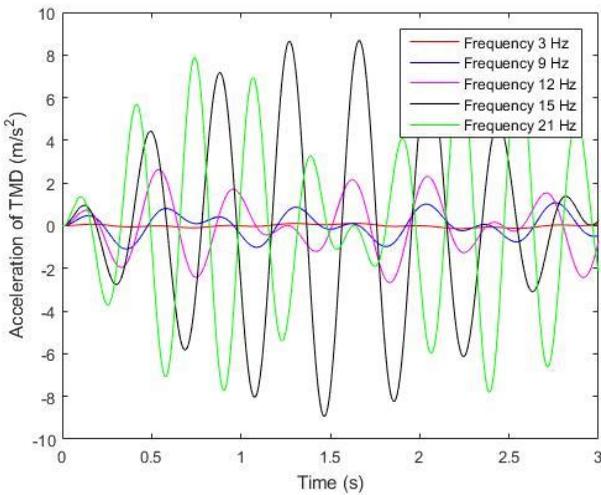
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 4. 9 Grafik respon percepatan pada (a) *shaker*, (b) menara bawah, (c) nasek, dan (d) TMD setelah diberi TMD 7%

## 4.5 Analisis Hasil Eksperimen

### 4.5.1 Analisis Mekanisme Model Turbin Angin Tanpa TMD

Pengujian sistem tanpa TMD dilakukan secara langsung dengan menggunakan *shaker* sebagai input gaya. Dalam kondisi ini, sistem hanya memiliki 3 derajat kebebasan yaitu gerakan translasi pada *shaker*, menara bawah, dan nasel. Data getaran diperoleh dengan memasang *probe accelerometer* pada setiap tinjauan massa yang akan disimpan oleh oskiloskop berupa voltase. Frekuensi kerja yang digunakan pada eksperimen ini adalah 12 Hz. Pengambilan data dilakukan setelah getaran dari sistem telah mencapai keadaan *steady*.

Data voltase yang didapatkan kemudian diubah menjadi data percepatan dengan menggunakan persamaan di bawah ini.

$$a = \frac{G}{v} \times g \times \frac{f}{100} \quad (4.18)$$

Keterangan:

$a$  = Percepatan ( $m/s^2$ )

$G$  = Data yang diolah

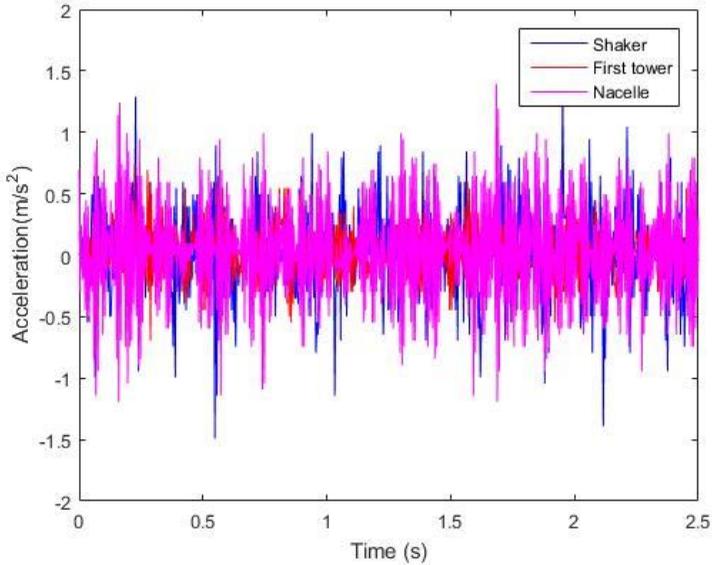
$v$  = Sensitivitas accelero (0,05 Volt)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $9,81 m/s^2$ )

$f$  = Frekuensi kerja sistem

100 = Frekuensi kerja accelero pada saat 100MHz

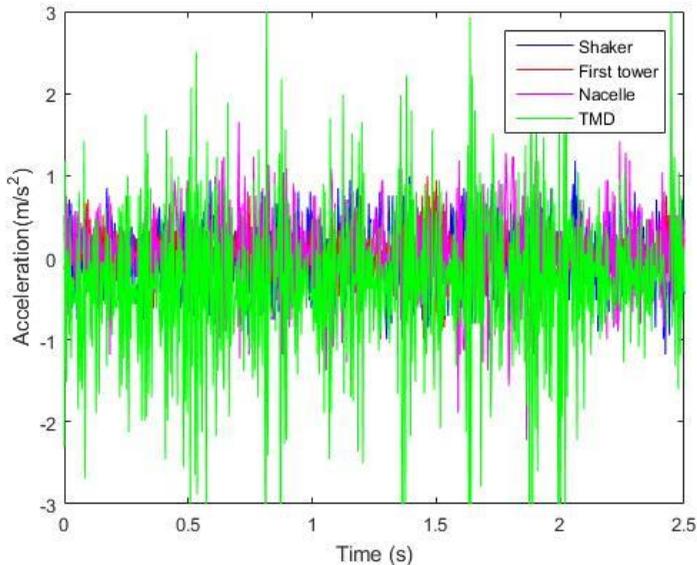
Dimana untuk setiap *channel* akan diperoleh 2250 data  $G$  selama 9 detik. Setelah semua data diolah, RMS percepatan sistem dihitung. Diperoleh nilai RMS percepatan dari *shaker*, menara bawah, dan nasel secara berturut-turut adalah  $0,3816 m/s^2$ ,  $0,2463 m/s^2$ , dan  $0,5137 m/s^2$ . Gambar 4.10 memperlihatkan grafik respon percepatan sistem berbanding dengan waktu.



Gambar 4. 10 Grafik respon percepatan hasil eksperimen

#### 4.5.2 Analisis Mekanisme Model Turbin Angin Menggunakan TMD

Pengambilan data kedua dilakukan dengan menambahkan TMD yang diletakkan di atas nasek pada model turbin angin dengan tujuan untuk meredam getaran sistem. Sistem ini bekerja pada frekuensi yang sama yaitu 12 Hz. Dalam kondisi ini sistem memiliki empat derajat kebebasan yaitu gerakan translasi dari 3 tinjauan massa utama ditambah dengan gerakan translasi TMD. Gambar 4.11 merupakan grafik respon percepatan yang diperoleh setelah melakukan eksperimen.



Gambar 4. 11 Grafik respon percepatan

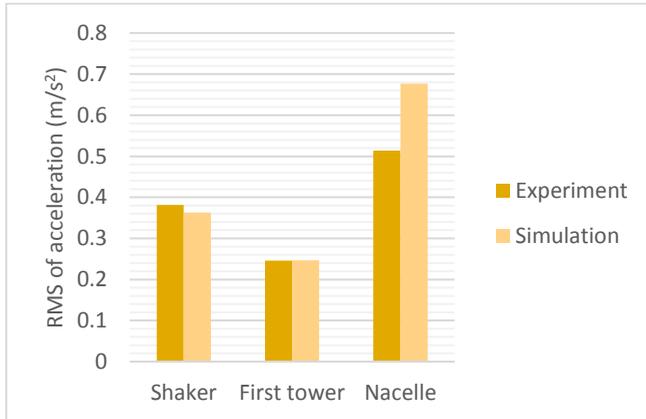
Dari gambar tersebut, terlihat warna hijau yaitu percepatan TMD mendominasi dengan nilai yang lebih besar dibandingkan dengan nilai percepatan massa lainnya. Hasil yang diperoleh dari oskiloskop kemudian diolah menjadi data respon percepatan dengan cara seperti sebelumnya. RMS yang diperoleh dari massa *shaker*, menara bawah, nasel, dan TMD secara berturut-turut adalah  $0,4806 \text{ m/s}^2$ ,  $0,2619 \text{ m/s}^2$ ,  $0,5458 \text{ m/s}^2$ , dan  $1,1512 \text{ m/s}^2$ . Sehingga diperoleh persentase reduksi respon percepatan terhadap sistem tanpa TMD dari massa *shaker*, menara bawah, dan nasel berturut-turut adalah  $-25,95\%$ ,  $-6,33\%$ , dan  $-38,01\%$ . Tanda minus menunjukkan bahwa sistem mengalami peningkatan respon percepatan.

## 4.6 Pembahasan

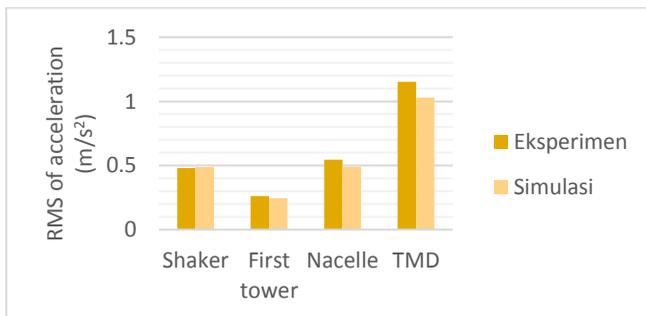
### 4.6.1 Pembahasan Hasil Simulasi dan Eksperimen

Dari perolehan hasil simulasi dan eksperimen, perlu dilakukan analisis lebih lanjut untuk mengetahui apakah hasil

eksperimen dapat menggambarkan kondisi ideal dari simulasi. Oleh karena itu, didapatkan hasil perbandingan antara hasil simulasi dan eksperimen model turbin angin baik tanpa TMD maupun dengan menggunakan TMD.



(a)



(b)

Gambar 4. 12 Perbandingan nilai RMS percepatan hasil eksperimen dan simulasi (a) sistem tanpa TMD dan (b) sistem dengan TMD

Gambar di atas memperlihatkan perbandingan nilai RMS percepatan pada setiap tinjauan massa hasil eksperimen maupun simulasi sistem tanpa TMD dan sistem dengan menggunakan TMD 5% dari massa total. Terlihat bahwa RMS yang diperoleh memiliki nilai yang mendekati. Hasil eksperimen dan simulasi RMS percepatan massa *shaker* tanpa TMD secara berurutan adalah  $0,3816 \text{ m/s}^2$  dan  $0,3625 \text{ m/s}^2$ , setelah diberi TMD menjadi  $0,4806 \text{ m/s}^2$  dan  $0,4875 \text{ m/s}^2$ . Untuk massa menara bawah, memiliki hasil eksperimen dan simulasi dengan RMS percepatan sebesar  $0,2463 \text{ m/s}^2$  dan  $0,2465 \text{ m/s}^2$  (tanpa TMD) serta  $0,2619 \text{ m/s}^2$  dan  $0,2444 \text{ m/s}^2$  (dengan TMD). RMS percepatan massa nasek setelah diberi TMD adalah  $0,5458 \text{ m/s}^2$  untuk eksperimen dan  $0,4911 \text{ m/s}^2$  untuk simulasi. Perbedaan yang cukup jauh antara hasil eksperimen dan simulasi terletak pada hasil RMS percepatan nasek tanpa TMD yaitu  $0,5137 \text{ m/s}^2$  dan  $0,6771 \text{ m/s}^2$ , serta RMS percepatan TMD dengan nilai  $1,1512 \text{ m/s}^2$  dari hasil eksperimen dan  $1,0278 \text{ m/s}^2$  dari hasil simulasi.

Dari Analisa nilai RMS respon percepatan sistem pada tiap tinjauan massa antara hasil eksperimen dan simulasi, dapat dicari nilai eror. Nilai tersebut dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$error = \left| 100\% - \left( \frac{\text{data eksperimen}}{\text{data simulasi}} \times 100\% \right) \right| \quad (4.19)$$

Nilai eror setiap massa tinjauan dihitung baik pada sistem model turbin angin tanpa TMD maupun pada sistem model turbin angin dengan TMD. Tabel 4.7 menunjukkan nilai eror yang dihasilkan antara simulasi dan eksperimen.

Tabel 4. 7 Eror hasil simulasi dan eksperimen sistem model turbin angin

Massa	Simulasi (tanpa TMD) ( $\text{m/s}^2$ )	Eksperimen (tanpa TMD) ( $\text{m/s}^2$ )	Eror (%)
<i>Shaker</i>	0,3816	0,3625	5,269
Menara bawah	0,2463	0,2465	0,081

Nasel	0,5137	0,6771	24,132
Rata-rata			9,8273

Massa	Simulasi (dengan TMD) (m/s <sup>2</sup> )	Eksperimen (dengan TMD) (m/s <sup>2</sup> )	Error (%)
<i>Shaker</i>	0,4806	0,4875	1,4153
Menara bawah	0,2619	0,2444	7,1604
Nasel	0,5458	0,4911	11,1383
TMD	1,1512	1,0278	12,0062
Rata-rata			7,9395

Dari tabel di atas, dapat dilihat bahwa eror yang terjadi pada kedua sistem memiliki nilai yang cukup besar terutama pada massa nasel. Karena nilai eror yang diperoleh lebih dari 5%, maka dapat disimpulkan bahwa eksperimen yang telah dilakukan tidak valid.

#### 4.6.2 Pengaruh Variasi Frekuensi dan Massa TMD terhadap Respon Percepatan Sistem

##### 1. Pengaruh Penambahan TMD terhadap Massa *Shaker*

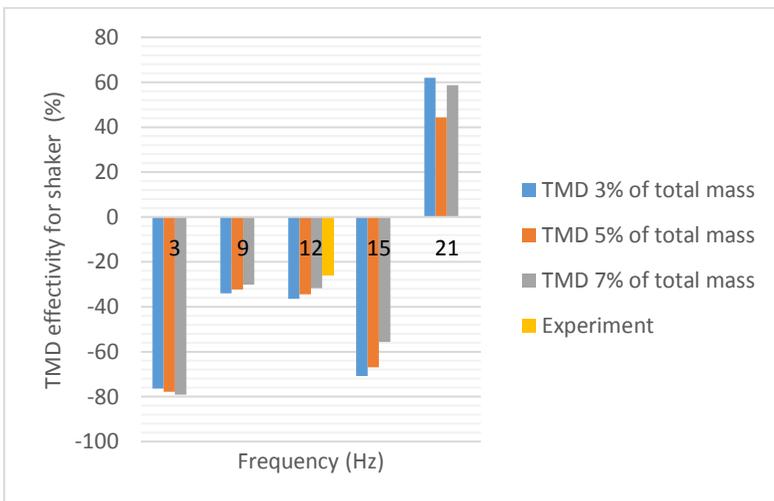
Penambahan TMD pada sistem model turbin angin mengakibatkan adanya perubahan nilai RMS respon percepatan pada massa *shaker*, sehingga dapat dihitung persentase reduksi massa. Berikut merupakan tabel yang menunjukkan RMS respon percepatan sebelum dan sesudah ditambahkan TMD.

Tabel 4. 8 RMS respon percepatan massa *shaker* terhadap variasi frekuensi dan massa TMD

Frekuensi (Hz)	Variasi Massa	Tanpa TMD	Dengan TMD	Reduksi (%)
12 hz	eksperimen	0.3816	0.4806	-25.9434
3 hz	3%	0.0288	0.0508	-76.3889
	5%	0.0288	0.0512	-77.7778

	7%	0.0288	0.0516	-79.1667
9 hz	3%	0.229	0.3069	-34.0175
	5%	0.229	0.303	-32.3144
	7%	0.229	0.2981	-30.1747
12 hz	3%	0.3625	0.4945	-36.4138
	5%	0.3625	0.4875	-34.4828
	7%	0.3625	0.4775	-31.7241
15 hz	3%	0.4324	0.7387	-70.8372
	5%	0.4324	0.7217	-66.9056
	7%	0.4324	0.6727	-55.5735
21 hz	3%	3.5936	1.3651	62.01302
	5%	3.5936	1.9973	44.42064
	7%	3.5936	1.4849	58.67932

Berdasarkan grafik RMS respon percepatan pada tabel 4.8 ditampilkan dalam grafik berikut:



Gambar 4. 13 Grafik persentase reduksi massa *shaker* terhadap frekuensi kerja

Dari Gambar 4.13, garis warna biru mewakili persentase reduksi massa saat menggunakan TMD bermassa 3% dari massa total, warna merah mewakili persentase reduksi saat menggunakan TMD bermassa 5% dari massa total, warna abu-abu mewakili persentase reduksi dengan TMD bermassa 7% dari massa total, dan warna kuning mewakili hasil eksperimen dengan massa TMD 5% dari massa total.

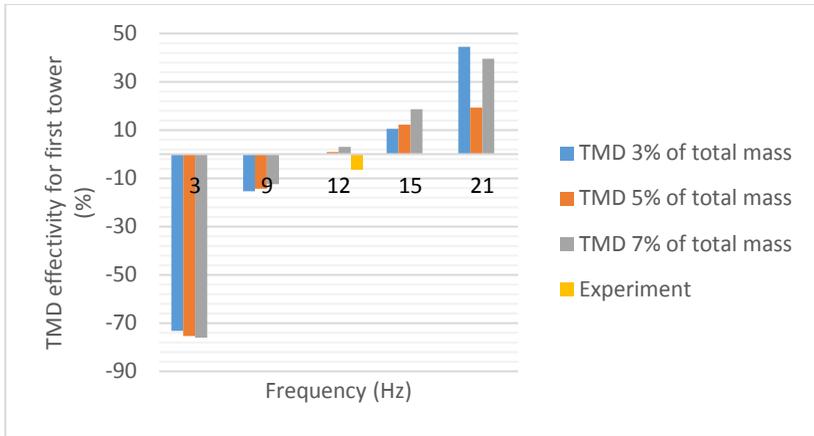
Berdasarkan grafik tersebut, terlihat bahwa pada frekuensi 3 Hz, 9 Hz, 12 Hz, dan 15 Hz persentase reduksi bernilai negatif yang berarti bahwa respon percepatannya mengalami kenaikan. Pada frekuensi 3 Hz, persentase reduksi berhimpit yang menandakan bahwa variasi massa kurang berpengaruh. Dengan frekuensi eksitasi 9 Hz, kenaikan respon percepatan yang paling minimum adalah dengan penambahan TMD bermassa 7% dari massa total, disusul dengan TMD bermassa 5% dan terakhir dengan TMD bermassa 3%. Begitu juga dengan persentase reduksi dengan frekuensi 12 Hz, namun kenaikan respon percepatan lebih besar dari sebelumnya. Eksitasi frekuensi 15 Hz juga lebih sedikit kenaikannya jika menggunakan TMD yang bermassa 7% dari massa total dan yang terburuk adalah dengan TMD yang bermassa 3%. Reduksi tertinggi terjadi dengan frekuensi eksitasi 21 Hz yang mencapai nilai 62,01% dengan TMD yang bermassa 3% massa total, diikuti dengan TMD 7% yang mereduksi 58,68%, dan kemudian TMD 5% dengan nilai reduksi 44,42%. TMD bekerja secara optimal pada frekuensi 21 Hz karena frekuensi tersebut mendekati frekuensi natural sistem yang kedua yaitu 21,89 Hz (137,5687 rad/s). TMD bermassa 7% dari massa total adalah yang paling efektif untuk meredam getaran pada massa *shaker*.

## 2. Pengaruh Penambahan TMD terhadap Massa Menara Bawah

Tabel 4. 9 RMS respon percepatan massa menara bawah terhadap variasi frekuensi dan massa TMD

Frekuensi (Hz)	Variasi Massa	Tanpa TMD	Dengan TMD	Reduksi (%)
12 hz	eksperimen	0.2463	0.2619	-6.33374
3 hz	3%	0.0146	0.0253	-73.2877
	5%	0.0146	0.0256	-75.3425
	7%	0.0146	0.0257	-76.0274
9 hz	3%	0.1325	0.1528	-15.3208
	5%	0.1325	0.1515	-14.3396
	7%	0.1325	0.1489	-12.3774
12 hz	3%	0.2465	0.2466	-0.04057
	5%	0.2465	0.2444	0.851927
	7%	0.2465	0.2391	3.002028
15 hz	3%	0.4136	0.37	10.54159
	5%	0.4136	0.3628	12.2824
	7%	0.4136	0.3367	18.59284
21 hz	3%	1.2418	0.6901	44.42744
	5%	1.2418	1.0015	19.35094
	7%	1.2418	0.7501	39.59575

Dari tabel 4.9 di atas, didapatkan grafik persentase reduksi versus frekuensi seperti di bawah ini.



Gambar 4. 14 Grafik persentase reduksi massa menara bawah terhadap frekuensi kerja

Grafik di atas memperlihatkan persentase reduksi massa menara atas pada variasi frekuensi kerja. Terlihat bahwa *trendline* semua variasi massa TMD hampir sama, dimana semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan maka akan semakin besar pula reduksi responpercepatan yang dihasilkan. Pada frekuensi eksitasi 3 Hz, nilai persentase reduksi berhimpit dengan nilai -73,2877%, -75,3425%, dan -76,02274% yang menandakan variasi massa TMD kurang berpengaruh di frekuensi ini. Hal ini juga terjadi ketika besar frekuensi eksitasi 9 Hz yang mengalami kenaikan sebesar 15,32% untuk TMD 3%, 14,33% untuk TMD 5%, dan 12,377% untuk TMD 7%. TMD bermassa 7% dari massa total adalah TMD yang paling efektif pada frekuensi ini. Pengaruh variasi massa TMD sangat terlihat saat frekuensi kerja 12 Hz dengan nilai reduksi -0,04% dengan TMD 3%, 0,852% dengan TMD 5%, dan 3% dengan TMD 7%. Ketika frekuensi eksitasi sebesar 15 Hz, reduksi terbaik juga diperoleh ketika menggunakan TMD 7% dari massa total dengan nilai reduksi 18,59%. Diikuti dengan TMD 5% (reduksi sebesar 12,28%) dan terakhir TMD 3% (reduksi sebesar 18,59%). Hal yang cukup berbeda terjadi saat frekuensi kerja 21 Hz yang memiliki reduksi terbesar dengan TMD 3% dari massa

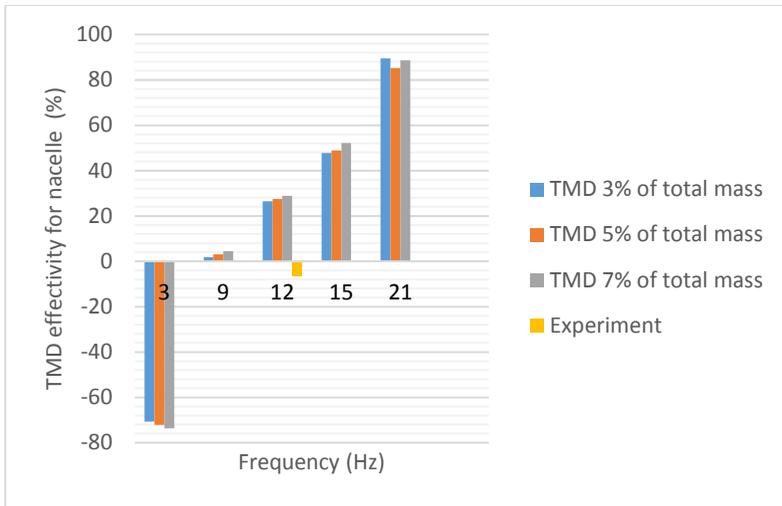
total (44,42%). TMD bermassa 5% adalah yang terburuk karena hanya mampu mereduksi sebesar 19,35%. TMD bermassa 7% dari massa total adalah yang paling efektif untuk meredam getaran pada massa menara bawah.

### 3. Pengaruh Penambahan TMD terhadap Massa Nasel

Tabel 4. 10 RMS respon percepatan massa nasel terhadap variasi frekuensi dan massa TMD

Frekuensi (Hz)	Variasi Massa	Tanpa TMD	Dengan TMD	Reduksi (%)
12 hz	eksperimen	0.5137	0.5458	-6.24878
3 hz	3%	0.0297	0.0507	-70.7071
	5%	0.0297	0.0511	-72.0539
	7%	0.0297	0.0516	-73.7374
9 hz	3%	0.3131	0.3077	1.724689
	5%	0.3131	0.3037	3.002236
	7%	0.3131	0.299	4.503354
12 hz	3%	0.6771	0.4981	26.43627
	5%	0.6771	0.4911	27.47009
	7%	0.6771	0.4814	28.90267
15 hz	3%	1.4346	0.7491	47.78335
	5%	1.4346	0.7329	48.91259
	7%	1.4346	0.6857	52.2027
21 hz	3%	13.3616	1.4154	89.40696
	5%	13.3616	1.9761	85.2106
	7%	13.3616	1.5225	88.60541

Berdasarkan Tabel 4.10, data-data tersebut dapat digambarkan menjadi grafik perbandingan antara frekuensi dengan reduksi respon percepatan.



Gambar 4. 15 Grafik persentase reduksi massa naseel terhadap frekuensi kerja

Gambar 4.15 memperlihatkan grafik antara persentase reduksi respon percepatan massa naseel dengan frekuensi kerja. *Trendline* dari ketiga garis dengan variasi massa sama dan saling berhimpit satu sama lain. Hal ini berarti bahwa variasi massa TMD hanya berpengaruh kecil terhadap reduksi respon percepatan massa naseel. RMS respon massa naseel hanya mengalami kenaikan pada frekuensi kerja sebesar 3% yaitu 70,7% untuk TMD 3%, 72,05% untuk TMD 5%, dan 73,73% untuk TMD 7%. Reduksi terjadi di frekuensi kerja 9 Hz walaupun tidak banyak berpengaruh. Persentase reduksi yang didapatkan adalah 1,72% dengan penambahan massa TMD 3%, 3% untuk TMD 5%, serta TMD 7% yang mereduksi 4,5%. Di frekuensi 12 Hz, reduksi respon percepatan sebesar 26,43% dengan massa TMD 3%, 27,47% dengan massa TMD 5%, dan 28,9% dengan massa TMD 7%. Pada frekuensi 21 Hz, terjadi reduksi yang paling besar yaitu 89,4% dengan massa TMD 3%, 85,21% dengan massa TMD 5%, dan 88,6% dengan massa TMD 7%. Massa naseel mengalami reduksi terbaik dibandingkan dengan massa lainnya karena hanya

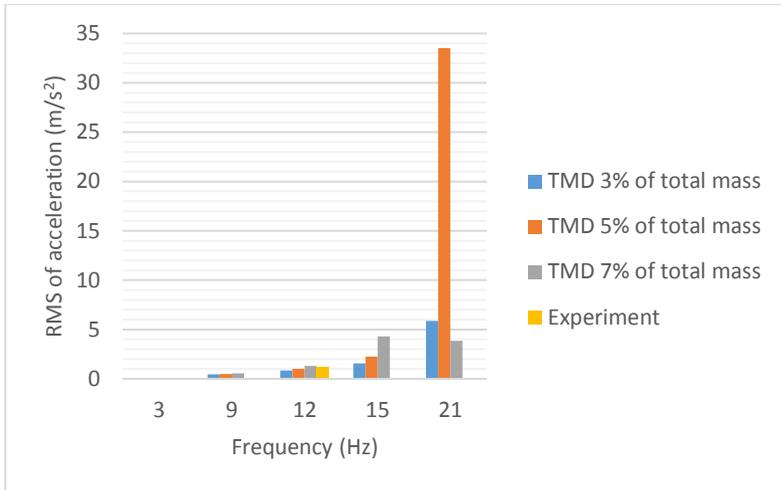
mengalami kenaikan respon percepatan pada frekuensi kerja 3 Hz. Karena massa nasek adalah massa yang paling sering dikenai gaya secara kontinyu terbesar, maka desain TMD sudah cukup baik dalam mengurangi respon percepatan sistem terutama bila frekuensi kerja mendekati frekuensi natural.

#### 4. Respon Percepatan TMD pada Sistem

Tabel 4. 11 RMS respon percepatan TMD pada berbagai variasi massa dan frekuensi kerja

Frekuensi (Hz)	Variasi Massa	RMS percepatan ( $m/s^2$ )
12 hz	eksperimen	1.1512
3 hz	3%	0.0592
	5%	0.0601
	7%	0.0608
9 hz	3%	0.4559
	5%	0.4885
	7%	0.5441
12 hz	3%	0.8626
	5%	1.0278
	7%	1.2925
15 hz	3%	1.5537
	5%	2.2504
	7%	4.3054
21 hz	3%	5.8626
	5%	33.5254
	7%	3.8573

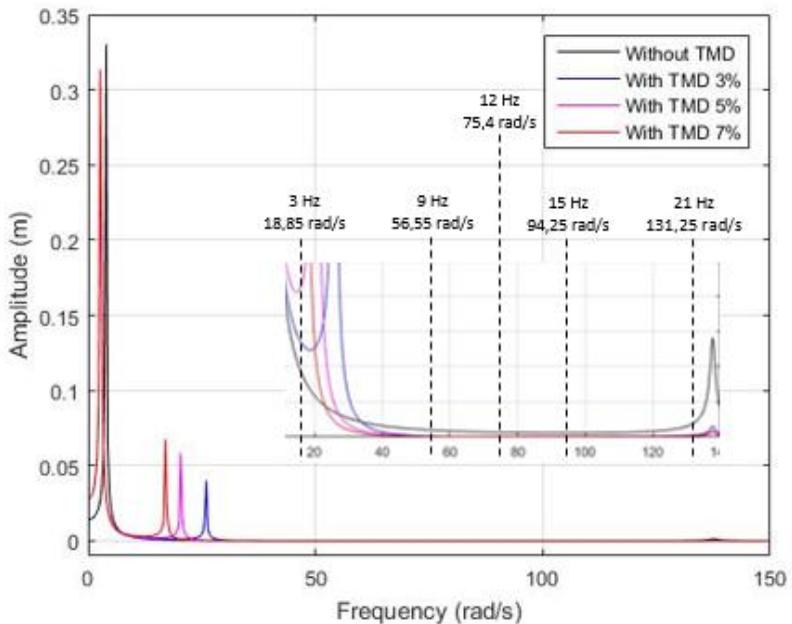
Dari tabel di atas, didapatkan grafik RMS respon percepatan TMD terhadap frekuensi kerja seperti berikut:



Gambar 4. 16 Grafik RMS respon percepatan TMD terhadap frekuensi kerja

Gambar 4.16 adalah grafik RMS respon percepatan TMD dengan berbagai massa pada frekuensi kerja yang berbeda-beda. Nilai RMS semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya frekuensi kerja yang diberikan. Nilai RMS pada frekuensi kerja 3 Hz sangat berhimpit di angka 0,0592 m/s<sup>2</sup>, 0,0601 m/s<sup>2</sup>, dan 0,0608 m/s<sup>2</sup> masing-masing untuk massa TMD 3%, 5%, dan 7% dari massa total model turbin angin bertingkat. Ketika frekuensi kerja yang diberikan bernilai 9 Hz, RMS respon percepatan yang diperoleh adalah 0,4559 m/s<sup>2</sup> dengan massa 3% massa total, 0,4885 m/s<sup>2</sup> dengan massa 5% massa total, dan 0,5441 m/s<sup>2</sup> dengan massa 7% massa total. Di frekuensi kerja 12 Hz, RMS respon percepatan dengan TMD bermassa 3%, 5%, dan 7% dari massa total berurut-urut adalah 0,862 m/s<sup>2</sup>, 1,027 m/s<sup>2</sup>, dan 1,2925 m/s<sup>2</sup>. RMS respon percepatan bernilai 1,553 m/s<sup>2</sup>, 2,25 m/s<sup>2</sup> dan 4,305 m/s<sup>2</sup> jika dikenai frekuensi kerja sebesar 15 Hz dengan TMD bermassa 3%, 5%, dan 7% dari massa utama. Pada frekuensi kerja yang mendekati frekuensi natural yaitu 21 Hz, RMS yang diperoleh adalah 5,86 m/s<sup>2</sup> dengan TMD 3%, 37,62 m/s<sup>2</sup> dengan TMD 5%, dan 3,85 m/s<sup>2</sup> dengan TMD 7%.

Dari berbagai macam grafik yang telah disampaikan, diketahui bahwa TMD tidak dapat selalu mereduksi respon perpindahan sistem. Hal ini dapat dijelaskan melalui *bode diagram* yang mewakili seluruh sistem seperti yang terlihat di bawah ini.



Gambar 4. 17 *Bode diagram* sistem

Gambar 4.17 memperlihatkan amplitudo yang dihasilkan dari sistem tanpa TMD (garis hitam), dengan TMD 3% massa total (garis biru), dengan TMD 5% massa total (garis ungu) dan dengan TMD 7% massa total (garis merah). Dari grafik tersebut, dapat dilihat bahwa pada frekuensi tertentu amplitudo yang dihasilkan oleh sistem dengan TMD lebih besar jika dibandingkan dengan amplitudo sistem tanpa TMD. Pada frekuensi 3 Hz atau yang setara dengan 18,85 rad/s, sistem dengan TMD memiliki amplitudo yang lebih besar dibandingkan dengan sistem tanpa TMD. Sedangkan pada frekuensi 9 Hz (56,54 rad/s), 12 Hz (75,39 rad/s), dan 15 Hz

(94,25 rad/s) amplitudo antara sistem yang ditambahkan TMD dengan sistem tanpa TMD tereduksi dengan jarak yang sangat kecil dan hampir berhimpit. Artinya pada frekuensi ini terdapat perubahan respon yang sangat kecil. Adapun untuk frekuensi 21 Hz (131,94 rad/s), TMD dapat mereduksi amplitudo dengan baik karena mendekati nilai frekuensi natural sistem tanpa TMD yang kedua. Profil tersebut sesuai dengan hasil respon dinamis massa nasei setelah ditambahkan TMD. Nasei merupakan massa utama yang harus diredam karena nasei menerima beban getaran terbesar dibandingkan dengan massa lainnya.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Adapun kesimpulan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Penambahan TMD pada sistem model turbin angin struktur bertingkat dapat merubah respon percepatan sistem. respon dinamis dari sistem utama akan tereduksi jika frekuensi kerja yang digunakan mendekati frekuensi natural sistem utama yang pada penelitian ini adalah 21 Hz dan akan mengalami kenaikan atau setara jika frekuensi kerja menjauhi frekuensi natural sistem utama.
2. TMD dengan massa 3% dari massa utama efektif untuk mereduksi massa sistem pada frekuensi kerja 3 Hz dan 21 Hz dengan persentase reduksi sebesar -76,3889% dan 62,013% untuk massa *shaker*, -73,2877% dan 44,4274% untuk massa menara bawah, serta -70,707% dan 89,407% untuk massa nasel. Sedangkan TMD dengan massa 7% dari massa utama efektif untuk mereduksi sistem pada frekuensi kerja 9 Hz, 12 Hz, dan 15 Hz dengan persentase reduksi sebesar -30,1747%, -31,7241%, dan -55,5735% untuk massa *shaker*, -12,3774%, 3,002% dan 18,593% untuk massa menara bawah, serta 4,5033%, 38,902%, dan 52,2027% untuk massa nasel.
3. Hasil validasi antara eksperimen dengan simulasi memiliki nilai eror lebih dari 5%, sehingga dapat disimpulkan bahwa eksperimen yang dilakukan gagal.

#### **5.2 Saran**

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, diperoleh saran sebagai berikut:

1. Pada penelitian selanjutnya diharapkan untuk merancang alat eksperimen dengan desain yang lebih matang sehingga hasil

eksperimen yang didapatkan dapat lebih mendekati hasil simulasi.

2. Penelitian ini membuktikan bahwa rancangan TMD lebih efektif digunakan pada turbin angin dengan frekuensi kerja yang tinggi sehingga kurang cocok untuk diterapkan di Indonesia.

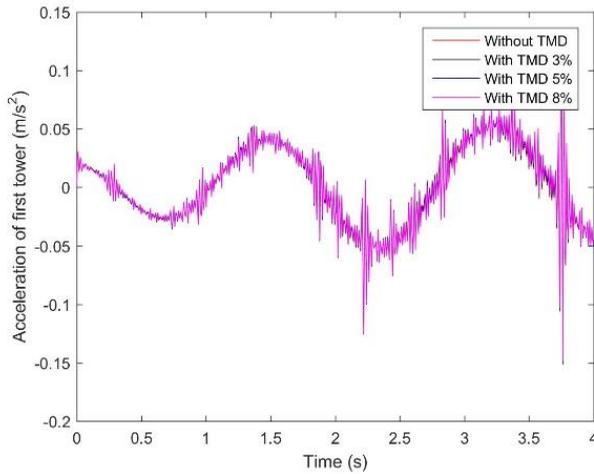
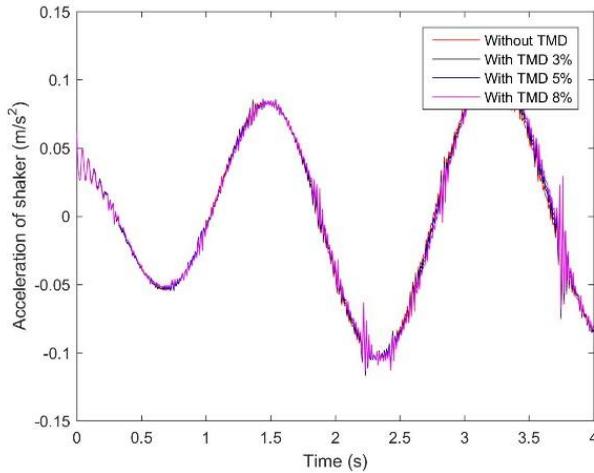
## DAFTAR PUSTAKA

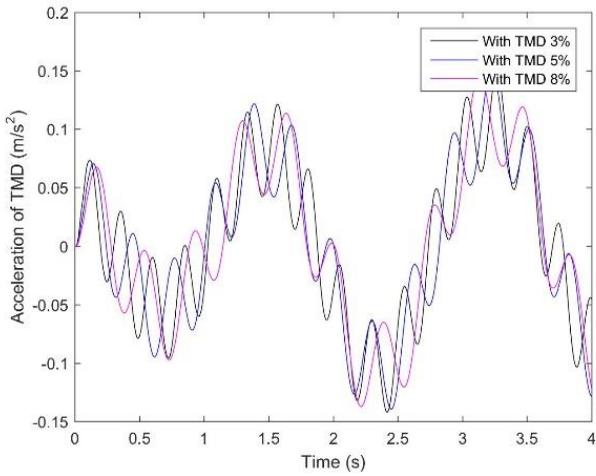
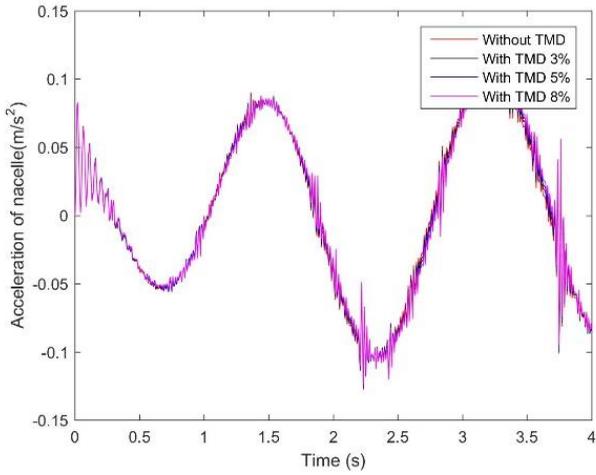
- [1] Sekretaris Jenderal Dewan Energi Nasional, 2016, *Indonesia Energy Outlook 2016*, Jakarta: Dewan Energi Nasional.
- [2] Arrigan, J., Pakrashi, V., Basu, B., Nagarajaiah, S., 2011, *Control of Flapwise Vibrations in Wind Turbine Blades using Semi-Active Tuned Mass Damper*, University College Cork, Irlandia.
- [3] Fitzgerald, B., Nielsen, S.R.K., 2013, *Active Tuned Mass Dampers for Control of in-Plane Vibrations Wind Turbine Blades*, Aalborg University, Denmark.
- [4] Stewart, G., Lackner, M., 2013, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, Offshore Wind Turbine Load Reduction Employing Optimal Passive Tuned Mass Damping System*, vol. XXI, no. 4, hal. 1090-1104.
- [5] Li, J., Zhang, Z., Chen, J., 2012, *Experimental Study on vibration Control of Offshore Wind Turbines Using a Ball Vibration Absorber*, Tongji University, China.
- [6] Chen, J., Georgakis, C. T., 2012, *Tuned Rolling Ball Dampers for Vibration Control in Wind Turbines*, Elsevier, Denmark.
- [7] *Wind Turbines Towers*, 19 September 2003, Danish Wind Industry Association.  
<http://xn--drmsttre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/en/tour/wtrb/tower.htm>. [Diakses pada 29 Maret 2018].
- [8] Eliani, D., Guntur, H. L., 2017, *Pemodelan dan Analisis Pengaruh Penambahan Isolator Getaran terhadap Respon Dinamis Sistem Turbin Angin Tipe WES80*, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [9] Rao, S., 2011, *Mechanical Vibration Fifth Edition*, Miami: Pearson Education, Inc.

- [10] Connor, J. J., 2002, *Tuned Mass Damper System*, pada *Intro to Structural Motion control*, Prentice Hall, hal. 217-279.

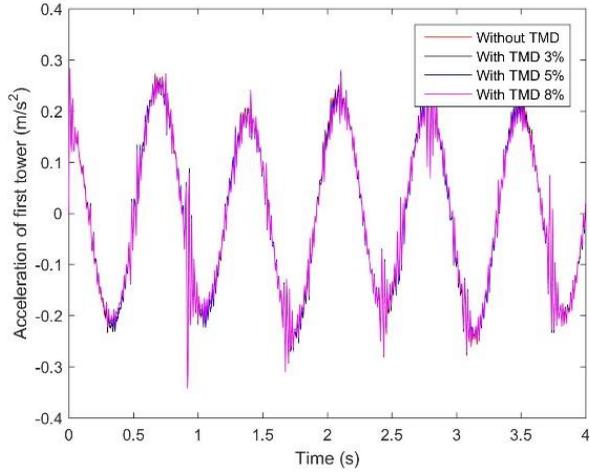
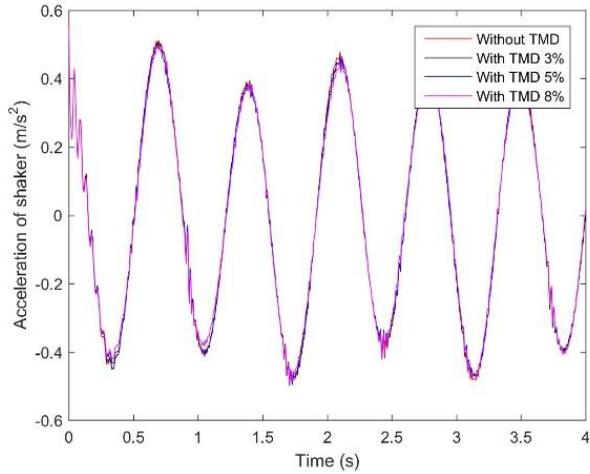
## LAMPIRAN

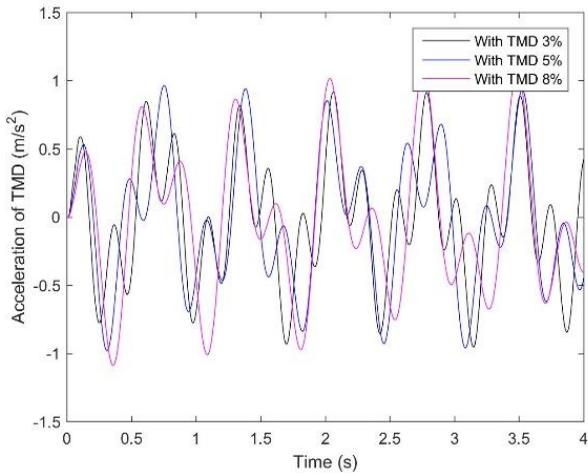
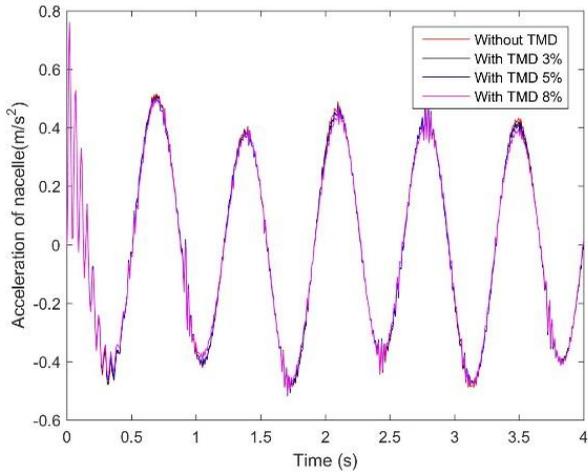
1. Respon Percepatan Massa *shaker*, Menara Bawah, Nasel, dan TMD pada frekuensi kerja 3 Hz hasil simulasi.



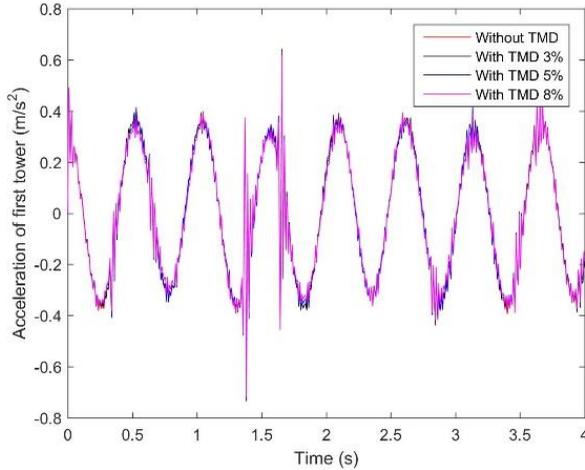
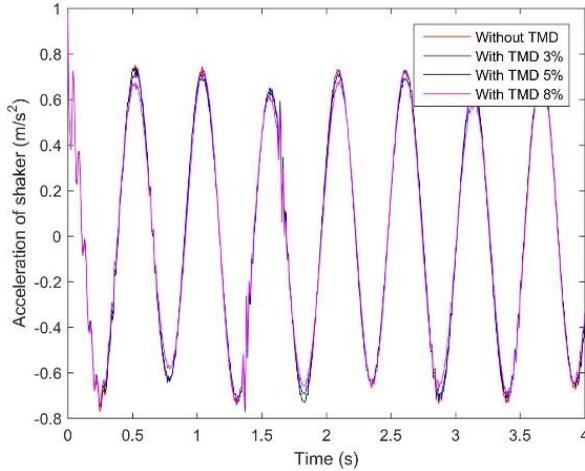


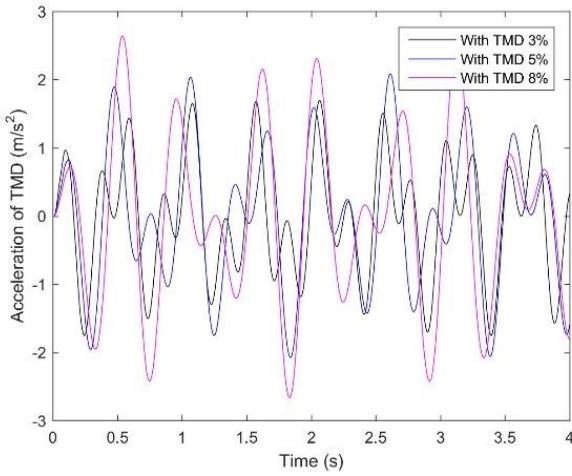
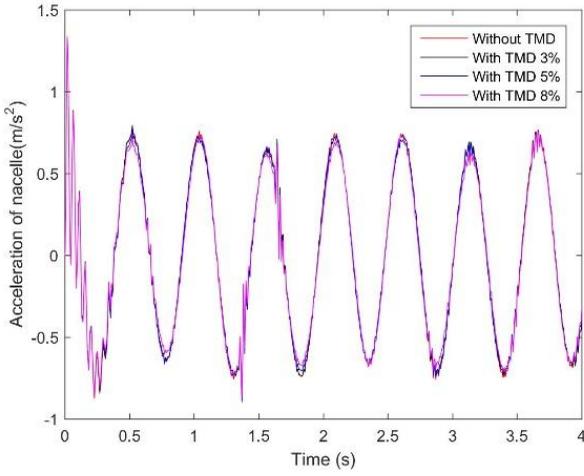
2. Respon Percepatan Massa *shaker*, Menara Bawah, Nasel, dan TMD pada frekuensi kerja 9 Hz hasil simulasi.



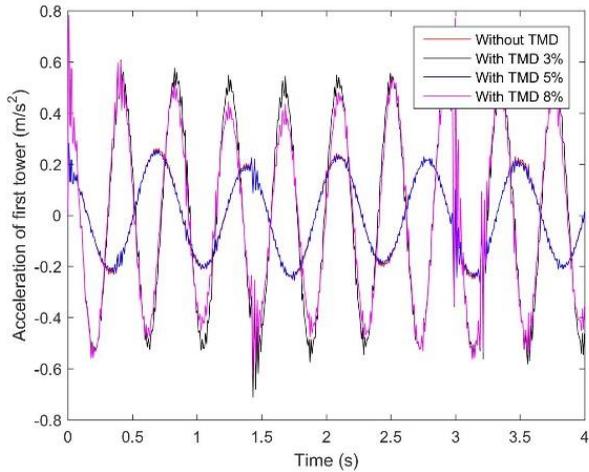
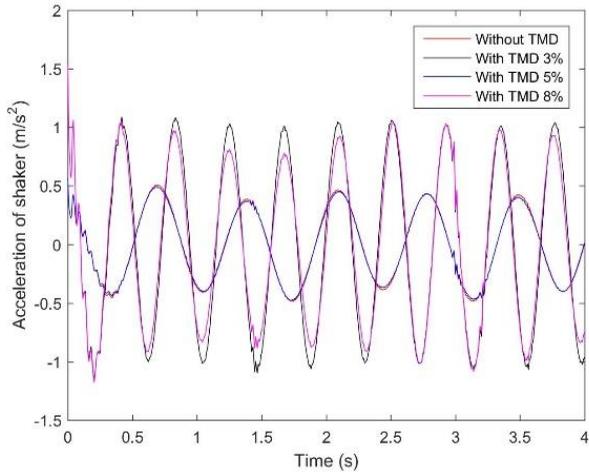


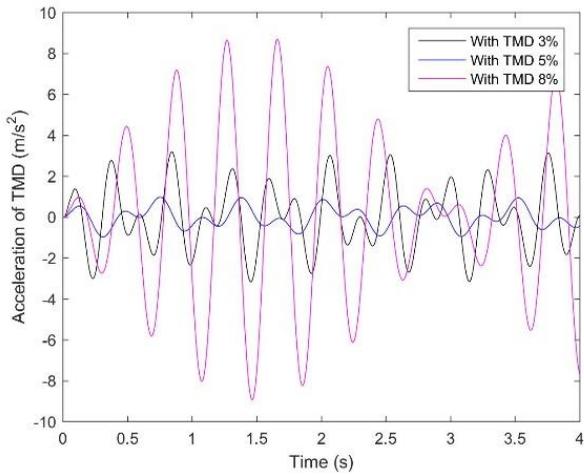
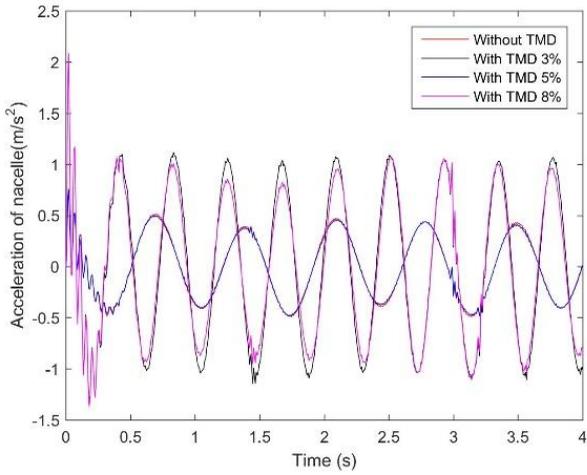
3. Respon Percepatan Massa *shaker*, Menara Bawah, Nasel, dan TMD pada frekuensi kerja 12 Hz hasil simulasi.



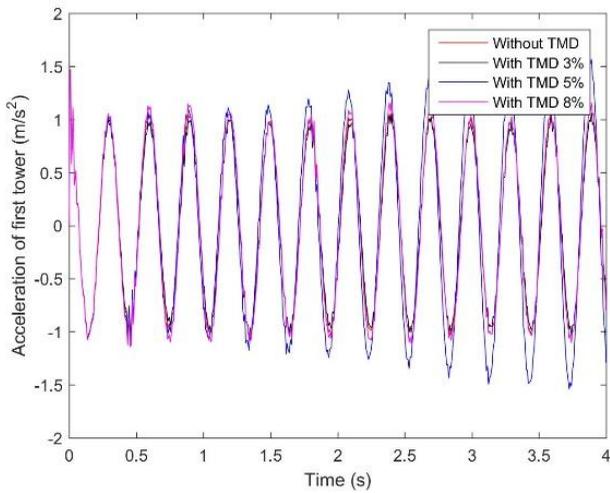
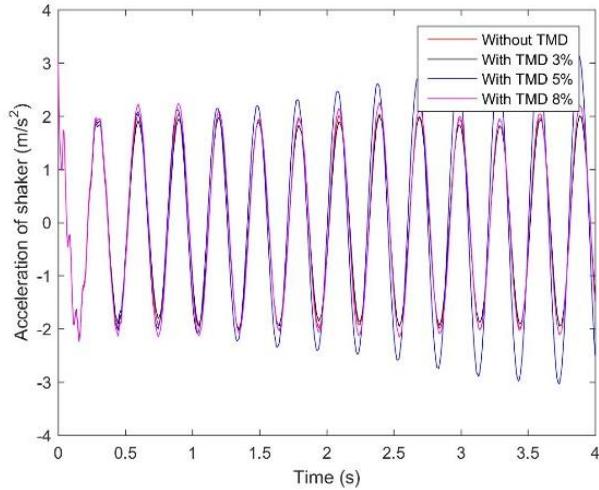


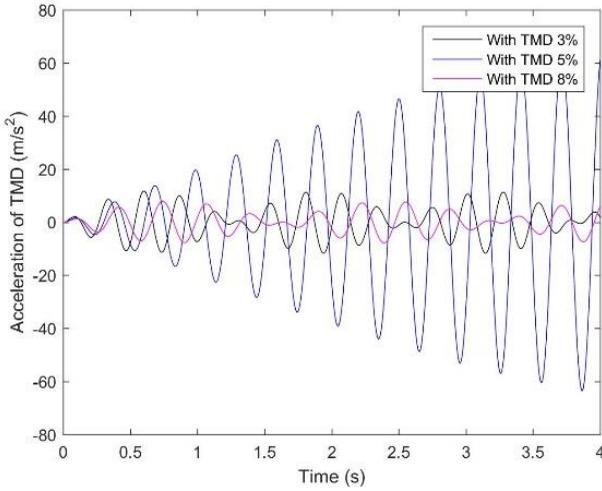
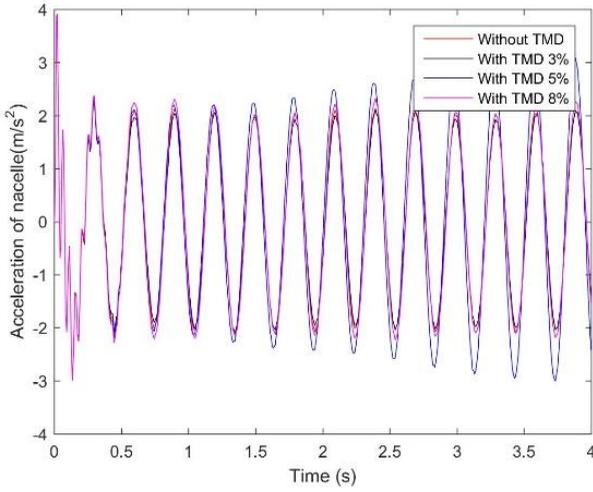
4. Respon Percepatan Massa *shaker*, Menara Bawah, Nasel, dan TMD pada frekuensi kerja 15 Hz hasil simulasi.





5. Respon Percepatan Massa *shaker*, Menara Bawah, Nasel, dan TMD pada frekuensi kerja 21 Hz hasil simulasi.





## BIODATA PENULIS



Nidya Marchika Sudarsono merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang lahir di Gresik pada 2 Maret 1996 ini merupakan anak pertama dari pasangan Bapak Sudarsono dan Ibu Kiptiya Ningsih. Penulis memulai pendidikan formal di TK Islam Bakti 5 kemudian melanjutkan ke SD Muhammadiyah GKB. Setelah lulus tahun 2008 penulis melanjutkan ke SMP Negeri 1 Gresik dan kemudian melanjutkan ke SMA Negeri 1 Gresik pada tahun 2011. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis melanjutkan studi S1 dan diterima di Program S1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 02111440000027.

Selama menuntut ilmu S1, penulis mengikuti kegiatan perkuliahan layaknya mahasiswa lainnya. Selain itu penulis juga sempat aktif di BEM FTI ITS sebagai Kabiro Kemitraan Departemen Hubungan Luar pada tahun 2016/2017. Kegiatan kepanitiaan, pelatihan, dan seminar di Fakultas Teknologi Industri maupun di Departemen Teknik Mesin pun penulis ikuti. Karena ketertarikan penulis pada bidang absorber, maka penulis mendedikasikan tugas akhir ini pada Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis dengan topik peredam pada turbin angin. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi Penulis melalui email [nidyamarchika@gmail.com](mailto:nidyamarchika@gmail.com).