



## **ANALISIS KERUSAKAN TURBIN ANGIN AKIBAT GETARAN PADA PONDASI**

**Elisa Sulistyorini<sup>1</sup>, Ninik Martini<sup>2</sup>, Indah Nurpriyanti<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya, Indonesia  
email: [elisasulistyorini@untag-sby.ac.id](mailto:elisasulistyorini@untag-sby.ac.id)

### **ABSTRAK**

Turbin angin merupakan sebuah alat teknologi yang mengubah energi angin menjadi energi kinetik atau energi listrik. Turbin angin sering mengalami kerusakan baik karena faktor angin maupun gempa bumi. Kerusakan turbin angin lebih sering terjadi adalah kerusakan pada pondasi. Kerusakan ini terjadi akibat adanya getaran pada pondasi turbin angin. Pada penelitian ini, turbin angin dipasang peredam pada pondasinya untuk mengurangi getaran yang terjadi pada pondasi sehingga meminimalisir kerusakan. Penelitian ini dilakukan dengan dua metode, yaitu simulasi dan eksperimen. Secara simulasi, analisis dilakukan dengan menggunakan *software*. Secara eksperimen dilakukan dengan cara meletakkan turbin angin skala laboratorium di atas meja getar dimana *nacelle*, tiang, dan pondasi dianggap rigid. Kemudian dilakukan pengukuran menggunakan *accelerometer* yang dihubungkan pada *Oscilloscop*. *Accelerometer* diletakkan tegak lurus pondasi. Selain itu, peredam diletakkan pada empat sisi pondasi. Peredam yang digunakan terbuat dari karet. Peredam ini mempunyai dua variasi bentuk, yaitu silinder dan runcing. Hasil penelitian secara simulasi dan eksperimen, kemampuan mereduksi getaran paling efektif ketika peredam diletakkan pada posisi  $a = 12$  cm dengan bentuk peredam silinder. Pada kondisi ini, peredam mampu menurunkan RMS respon percepatan dari  $0,2969 \text{ m/s}^2$  menjadi  $0.1414 \text{ m/s}^2$  untuk simulasi dan  $0.5466 \text{ m/s}^2$  menjadi  $1.3572 \text{ m/s}^2$  untuk eksperimen.

**Kata kunci:** *Turbin Angin, Peredam, getaran*

## PENDAHULUAN

Turbin adalah istilah umum untuk perangkat yang mengekstraksi energi mekanik dari fluida, umumnya mengubahnya menjadi energi putaran roda turbin. Turbin dapat diklasifikasikan dengan banyak cara seperti berdasarkan fluida, berdasarkan prinsip operasi, dan arah aliran. Misalnya, ketika fluida kerja adalah air, maka mesin turbo disebut turbin hidrolik atau turbin hidro. Ketika fluida kerja adalah udara, dan energi diekstraksi dari angin, mesin ini disebut turbin angin. Dalam batubara atau pembangkit listrik tenaga nuklir, fluida kerjanya biasanya uap. Hal ini disebabkan mesin turbo mengubah energi dari uap menjadi energi mekanik dari poros berputar disebut turbin uap. Nama yang lebih umum untuk turbin yang menggunakan gas kompresibel sebagai fluida kerjanya adalah turbin gas [1].

Turbin angin bekerja berdasarkan prinsip yang sangat sederhana. Turbin angin menggunakan angin untuk menghasilkan listrik. Angin memutar baling-baling seperti baling-baling turbin di sekitar rotor, yang memutar generator, yang menciptakan listrik. Turbin angin mengubah energi angin menjadi listrik menggunakan gaya aerodinamis dari bilah rotor, yang bekerja seperti sayap pesawat terbang atau bilah rotor helikopter. Ketika angin mengalir melintasi sudu, tekanan udara di salah satu sisi sudu berkurang. Perbedaan tekanan udara di seluruh dua sisi bilah menghasilkan daya angkat dan tarik. Gaya *lift* (angkat) lebih kuat dari gaya *drag* dan ini menyebabkan rotor berputar. Rotor terhubung ke generator, baik secara langsung atau melalui poros dan serangkaian roda gigi (*gearbox*) yang mempercepat putaran dan memungkinkan generator yang secara fisik lebih kecil. Gaya translasi aerodinamis ini menjadi rotasi generator menciptakan listrik [2].

Komponen dan desain dasar turbin angin dapat dilihat sebagai berikut [3]:

- 1) pisau
- 2) *nacelle*
- 3) menara (baja / beton)
- 4) instalasi listrik dan koneksi jaringan
- 5) pondasi



Gambar 1. Desain Dasar Turbin Angin

Sumber: <https://www.cfms-sols.org>

Pada tahun 2021, Okokpujie dan rekan-rekan [4] melakukan penelitian tentang Tinjauan Komprehensif tentang Pengaruh getaran pada turbin angin selama pengoperasian pembangkit energi, tantangan strukturalnya, dan kedepannya. Efek getaran tidak bisa terlalu diredam ketika masuk ke genetator membangkitkan energi melalui turbin angin. Getaran adalah salah satu tantangan utama yang dihadapi oleh turbin angin, karena kompleksitas struktur dan luas pemasangannya. Penelitian ini berfokus pada ulasan tekan dari efek terjadinya getaran pada turbin angin selama operasi pembangkit energi dan tantangan ekonomisnya. Oleh

karena itu, penelitian ini telah meninjau berbagai aspek efek getaran pada turbin angin horizontal seperti daerah bilah, struktur menara, kompartemen *nacelle*, dan pemantauan kondisi bersama dengan model diagnosis kesalahan.

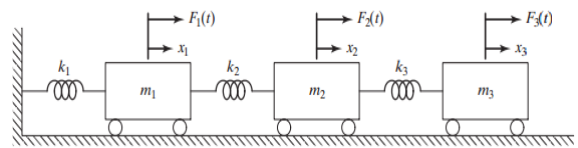
Hasil dari penelitian ini telah menunjukkan bahwa, ada kebutuhan untuk mengembangkan dan menerapkan reliabilitas yang baik model, proses penilaian kelelahan, dan model pemantauan angin yang dikembangkan dengan baik turbin selama operasi. Ketika hal-hal ini dilakukan dengan benar, maka akan membantu untuk mengurangi terjadinya getaran yang tidak diinginkan, menghilangkan kegagalan angin yang tidak terduga turbin dalam operasi, dan karenanya menghasilkan energi berkelanjutan dari turbin angin.

Getaran merupakan suatu gerak bolak-balik di sekitar titik kesetimbangan. Kesetimbangan yang dimaksudkan adalah keadaan di mana suatu benda berada pada posisi diam. Parameter dari getaran adalah massa ( $m$ ), kekakuan ( $k$ ), dan peredam ( $c$ ). Massa dan kekakuan adalah potensi untuk terjadinya getaran, sedangkan peredam adalah potensi untuk meredam getaran. Getaran dapat diklasifikasikan berdasarkan gangguannya, derajat kebebasan, sistem getarnya. Getaran berdasarkan gangguannya dibedakan menjadi getaran bebas dan getaran paksa. Getaran paksa merupakan getaran yang terjadi pada sistem disebabkan oleh gaya eksitasi periodik yang bekerja kontinu sebagai fungsi waktu. Sedangkan, getaran berdasarkan derajat kebebasannya dibedakan menjadi getaran single degree of freedom dan multi degree of freedom. Hal ini sesuai dengan banyaknya koordinat bebas.

Karena sistem *multi degree of freedom (MDOF)* memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem *MDOF*. Sistem *MDOF* dibagi menjadi dua jenis, yaitu *Forced MDOF* dan *Free MDOF*.

*Forced MDOF* vibration merupakan peristiwa getaran yang terjadi pada suatu

sistem *MDOF* yang disebabkan adanya gaya eksternal. Sistem derajat kebebasan ganda merupakan sistem yang memiliki beberapa komponen massa yang dihubungkan oleh elemen pegas yang masing-masing berjumlah lebih dari dua. Analisa getaran *MDOF* merupakan analisa yang sering digunakan karena fenomena di dunia nyata kebanyakan merupakan sistem dengan *MDOF*. Sistem *forced multi dof vibration* dapat dimodelkan pada Gambar 2 [4].



Gambar 2 Skema *forced multi degree of freedom* getaran

Dari Gambar 2 maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i \quad (1)$$

Persamaan (1) terdiri dari  $i=1$ ,  $i=2$  dan  $i=3$  sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix},$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix},$$

$$[F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 1 ke persamaan 2, maka akan didapatkan:

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} \\
 & = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (3)
 \end{aligned}$$

Pada penelitian ini dilakukan analisa respon getaran terhadap turbin angin yang mendapatkan gaya eksitasi dari meja getar. Turbin angin ini dipasang peredam pada keempat sisi pondasi. Peredam yang digunakan terbuat dari bahan karet dengan dua variasi bentuk yaitu berbentuk silinder dan berbentuk runcing. Respon getaran yang dihasilkan adalah berupa RMS respon percepatan translasi dan percepatan angular yang dibandingkan secara simulasi dan eksperimen untuk mengetahui mana yang terbaik untuk meredam getaran pada turbin.

### PROSEDUR EKSPERIMEN

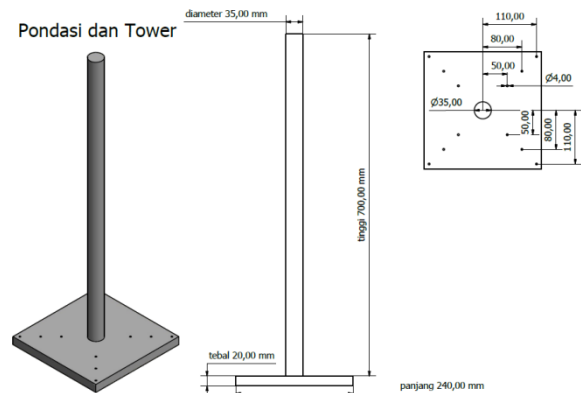
Tahap-tahap yang dilakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

- 1) Studi literatur
- 2) Pembuatan model dinamis dan matematis
- 3) Persiapan percobaan baik secara simulasi maupun eksperimen
- 4) Membandingkan hasil simulasi dan eksperimen
- 5) Analisa

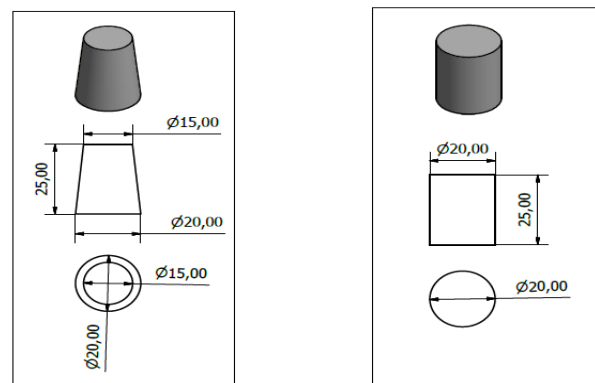
Penelitian ini dilakukan secara simulasi dan eksperimen. Simulasi ini bertujuan mengetahui respon dinamis dari beberapa tinjauan massa. Selain itu simulasi digunakan untuk memvalidasi hasil eksperimen yang didapat. Respon dinamis yang didapat dari simulasi ini adalah data perpindahan atau defleksi dan percepatan dari beberapa tinjauan massa ketika dipasang karet peredam dengan beberapa variasi bentuk yang berbeda-beda.

Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan menggunakan pengujian

model dengan input yang berasal dari meja getar. Berikut adalah gambar turbin dan peredam karet yang digunakan. *Nacelle*, tiang, dan pondasi dianggap rigid agar dapat diamati gerakan peredam karet.

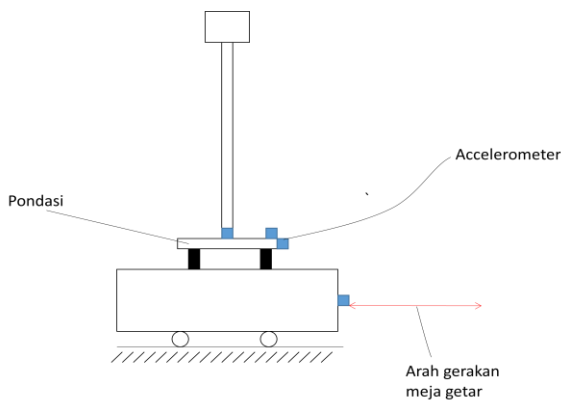


Gambar 3. Gambar teknik turbin angin eksperimen



Gambar 4. Dimensi peredam karet

Pengambilan data menggunakan *accelerometer* yang diletakkan tegak lurus arah gerakan. *Accelerometer* ini diletakkan pada pondasi. *Accelerometer* ini juga dihubungkan dengan Oskiloskop.



Gambar 5. Peletakan accelerometer pada pondasi

Parameter-parameter yang digunakan untuk membuat model eksperimen dalam penelitian ini dapat dilihat melalui tabel berikut.

Tabel 1. Parameter model eksperimen

No.	Parameter	Satuan	Nilai	Ketersngan
1	$M_1$	Kg	8.9	Massa meja getar
2	$M_T$	Kg	4	Massa Turbin
3	$K_s$	N/m	200	Kekakuan meja getar
4	$K_1=K_2$	N/m	2K	Kekakuan peredam
5	$C_1=C_2$	Ns/m	C/2	Redaman peredam
6	$K_3$	N/m	4K	Kekakuan peredam
7	$C_3$	Ns/m	C/4	Redaman peredam
8	a	m	0,12 dan 0,04	Jarak peredam terhadap CG

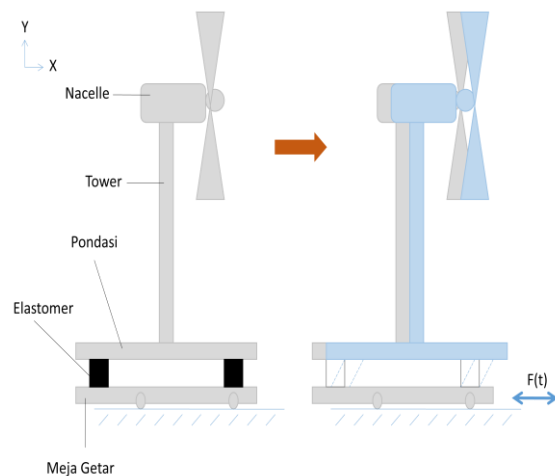
□ Peredam karet berbentuk silinder memiliki  $k=42091.875$  N/m dan  $c=0,375667$  Ns/m. Sedangkan peredam karet berbentuk runcing mempunyai  $k=3121.36$  N/m dan  $c=3121.36$  Ns/m.

Jarak peredam karet peredam (a) adalah jarak peredam karet peredam dari titik pusat massa tower model turbin angin. Jarak a yang divariasikan pada penelitian ini adalah 40 mm dan 120 mm.

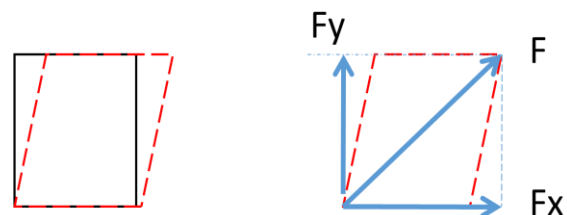
### HASIL DAN PEMBAHASAN

Pemodelan sistem dinamis dari penelitian merupakan pemodelan sistem utama dengan menggunakan 4 buah peredam karet peredam. Setelah membuat pemodelan sistem dinamis, selanjutnya adalah pembuatan persamaan gerak untuk masing-masing analisa dengan membangun *free body diagram* (FBD) dari model fisik yang sudah disederhanakan. Diketahui dari *free body diagram*, didapatkan komponen gaya yang sejenis akan dijumlahkan dengan menggunakan hukum newton. Setelah itu, persamaan gerak tersebut diubah dalam bentuk state variable dengan cara merubah bentuk persamaan kedalam persamaan diferensial ordo satu.

Gaya eksitasi angin diwakilkan oleh gaya eksitasi dari massa unbalance yang diletakkan pada meja getar. Model fisik dapat dilihat pada gambar berikut.

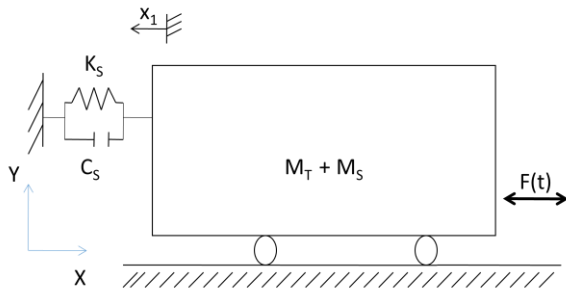


Gambar 6. Model fisik eksperimen penelitian



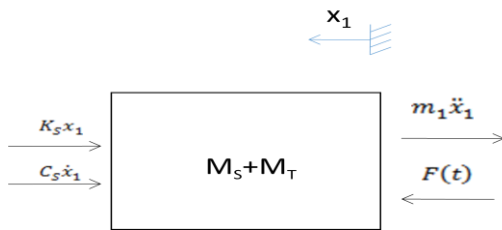
Gambar 7. Penguraian gaya pada karet peredam

Berikut ini adalah bentuk dinamis dari sistem sebelum diberikan karet peredam.



Gambar 8. Model dinamis sebelum diberikan karet peredam

Sebelum diberikan karet peredam, meja getar mempunyai 1 derajat kebebasan. Massa yang ditinjau adalah gabungan massa meja getar dengan massa turbin. Gerakan dari sistem ini hanya satu, yaitu gerakan kearah translasi saja. FBD dari sistem sebelum diberikan meja getar dapat dilihat pada gambar 9.



Gambar 9. FBD sistem tanpa karet peredam

$$\sum F_X = (m_T + m_S)\ddot{x}_1$$

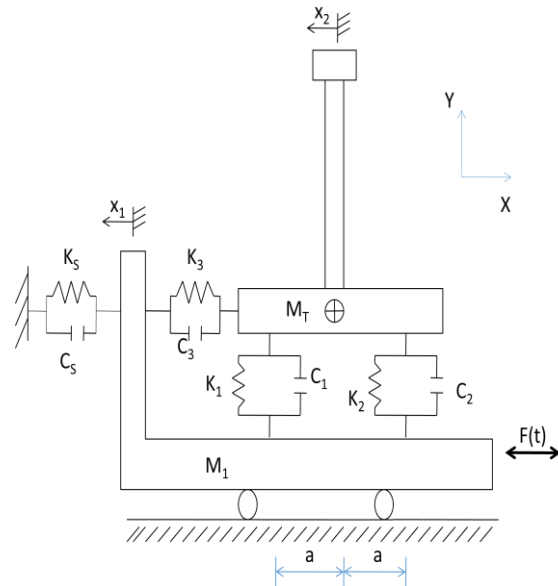
$$F(t) - K_S x_1 - C_S \dot{x}_1 = (m_T + m_S)\ddot{x}_1$$

$$F(t) - K_S x_1 - C_S \dot{x}_1 - (m_T + m_S)\ddot{x}_1 = 0$$

State variable dari meja getar:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{(m_T + m_S)} [F(t) - K_S x_1 - C_S \dot{x}_1] \quad (4)$$

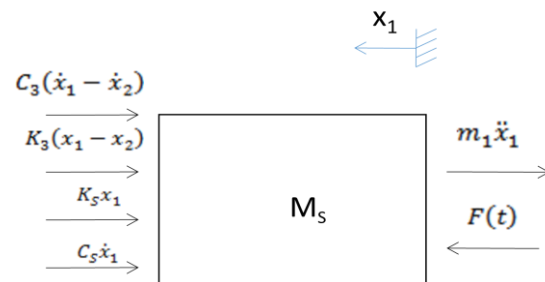
Untuk sistem setelah diberikan karet peredam, gambar fisik pada Gambar 6 dapat dibuat gambar dinamis sistem sebagai berikut.



Gambar 10. Model dinamis eksperimen penelitian ketika telah diberikan karet peredam

Meja getar bermassa  $M_1$  yang mendapatkan gaya eksitasi mempunyai 1 derajat kebebasan (*Degree of Freedom/DOF*), yaitu gerakan translasi. Massa tower  $M_2$  dan pondasi  $M_3$  yang menjadi satu kesatuan menjadi  $M_T$  mempunyai dua DOF, yaitu rotasi dan translasi. Tower mempunyai nilai kekakuan sebesar  $K_4$ . Antara meja getar dan tower terdapat peredam karet peredam yang mempunyai kekakuan  $K_1, K_2, K_3$ , dan redaman  $C_1, C_2, C_3$ . Jadi pada sistem ini mempunyai tiga derajat kebebasan. Analisis persamaan getaran dapat didetailkan sebagai berikut:

- 1) Free Body Diagram Meja Getar ( $M_1$ )



Gambar 11. Free body diagram meja getar

$$\sum F_X = m_S \ddot{x}_1$$

$$F(t) - C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_3(x_1 - x_2) - K_S x_1 - C_S \dot{x}_1 = m_S \ddot{x}_1$$

$$m_S \ddot{x}_1 + C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_3(x_1 - x_2) + K_S x_1 + C_S \dot{x}_1 = F(t)$$

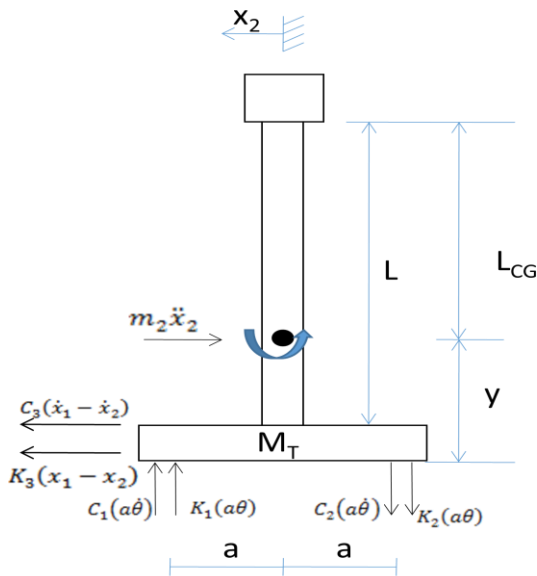
State variable dari meja getar:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_S} [F(t) - C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_3(x_1 - x_2) - K_S x_1 - C_S \dot{x}_1] \quad (5)$$

□

2) Free Body Diagram *Nacelle*, *Tower* dan Pondasi (MT)

Massa *Nacelle*, *tower* atau tiang dan pondasi dijadikan menjadi satu dikarenakan turbine angin diasumsikan rigid.



Gambar 12 Free body diagram tower dan pondasi

Gerakan translasi:

$$\sum F_X = m_T \ddot{x}_2$$

$$C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_3(x_1 - x_2) = m_T \ddot{x}_2$$

$$m_T \ddot{x}_2 - C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_3(x_1 - x_2) = 0$$

State variable translasi dari tower dan pondasi (MT):

$$\ddot{x}_T = \frac{1}{m_T} [C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_3(x_1 - x_2)] \quad (6)$$

Gerakan rotasi:

$$\sum M_{CG} = J \ddot{\theta}$$

$$-C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)Y - K_3(x_1 - x_2)Y - C_1 a^2 \dot{\theta} - K_1 a^2 \theta - C_2 a^2 \dot{\theta} - K_2 a^2 \theta = J \ddot{\theta}$$

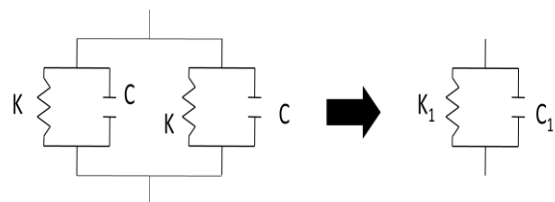
State variable rotasi dari tower dan pondasi (MT):

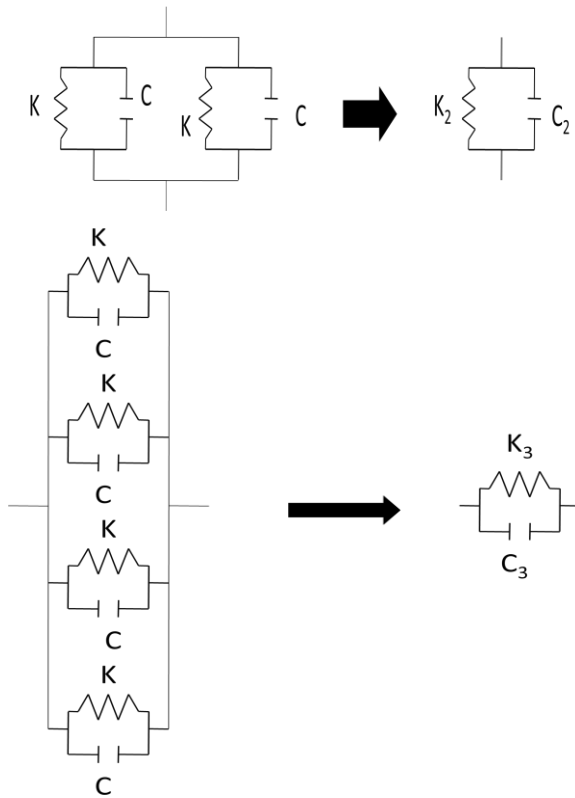
$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} \{-C_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)Y - K_3(x_1 - x_2)Y - C_1 a^2 \dot{\theta} - K_1 a^2 \theta - C_2 a^2 \dot{\theta} - K_2 a^2 \theta\}$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} \{-C_3(\dot{x}_1 - L_{CG} \dot{\theta})Y - K_3(x_1 - L_{CG} \dot{\theta})Y - C_1 a^2 \dot{\theta} - K_1 a^2 \theta - C_2 a^2 \dot{\theta} - K_2 a^2 \theta\} \quad (7)$$

Karet peredam mempunyai penguraian ke arah vertikal (sumbu Y) dan arah horizontal (sumbu X) saat diberi massa di atasnya.  $K_1$  dan  $C_1$  adalah nilai kekakuan dan redaman dari karet peredam di sebelah kiri yang mempunyai arah vertikal ke arah sumbu Y. Pada sisi ini terdapat dua buah karet peredam yang dihubungkan secara paralel.

$K_2$  dan  $C_2$  adalah nilai kekakuan dan redaman dari karet peredam di sebelah kanan yang mempunyai arah vertikal ke arah sumbu Y. Di sisi ini juga terdapat dua buah karet peredam yang dihubungkan secara paralel.  $K_3$  dan  $C_3$  adalah nilai kekakuan dan redaman dari karet peredam yang mempunyai arah horizontal ke arah sumbu X. Pada sisi ini terdapat empat buah karet peredam yang dihubungkan paralel. Dari uraian ini dapat diketahui nilai kekakuan  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$  serta nilai redaman  $C_1$ ,  $C_2$ , dan  $C_3$ .





Gambar 13. Gambar dinamis dari empat karet peredam.

- Mencari nilai  $K_1$  dan  $C_1$

$$\begin{aligned} K_1 &= K + K \\ K_1 &= 2K \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_1} &= \frac{1}{C} + \frac{1}{C} = \frac{2}{C} \\ C_1 &= \frac{C}{2} \end{aligned} \tag{9}$$

- Mencari nilai  $K_2$  dan  $C_2$

$$\begin{aligned} K_2 &= K + K \\ K_2 &= 2K \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_2} &= \frac{1}{C} + \frac{1}{C} = \frac{2}{C} \\ C_2 &= \frac{C}{2} \end{aligned} \tag{11}$$

- Mencari nilai  $K_3$  dan  $C_3$

$$\begin{aligned} K_3 &= K + K + K + K \\ K_3 &= 4K \end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_3} &= \frac{1}{C} + \frac{1}{C} + \frac{1}{C} + \frac{1}{C} = \frac{4}{C} \\ C_3 &= \frac{C}{4} \end{aligned} \tag{13}$$

Model eksperimen ini diberikan gaya eksitasi yang berupa input sinusoidal dari massa unbalance. Massa unbalance ini mempunyai frekuensi kerja antara 8 Hz. Massa unbalance yang diberikan sebesar 1,2 Kg dengan jari-jari 0,035 m. Gaya eksitasi yang diberikan sebesar:

$$\begin{aligned} F(t) &= F \cos \omega t \\ F(t) &= m\omega^2 R \cos \omega t \\ F(t) &= m(2\pi f)^2 R \cos(2\pi f)t \\ F(t) &= 1,2(2\pi \times 8)^2 0,06 \cos(2\pi \times 8)t \\ F(t) &= 181.73 \cos 50.24t \end{aligned} \tag{14}$$

Sebelum dibandingkan hasil antara simulasi dan eksperimen, terlebih dahulu di cari RMS respon percepatan pada pondasi sebelum diberikan karet peredam. RMS respon percepatan dari grafik ini adalah 0.2969 m/s<sup>2</sup>. Setelah dipasang karet peredam, RMS respon percepatan translasi pada pondasi dapat dilihat pada Tabel 2 Berikut.

Tabel 2. RMS percepatan simulasi pondasi

No	Bentuk Peredam Karet	Percepatan (m/s <sup>2</sup> )	
		a=4 cm	a=12 cm
1	Runcing	0.1968	0.1818
2	Silinder	0.1446	0.1414

Pada simulasi, RMS percepatan translasi karet peredam berbentuk runcing lebih tinggi daripada karet peredam berbentuk silinder. Hal ini disebabkan nilai kekakuan dari runcing lebih kecil dibandingkan dengan karet peredam berbentuk silinder. RMS percepatan paling kecil ketika sistem menggunakan karet peredam berbentuk



silinder dimana karet peredam silinder mempunyai nilai kekakuan paling besar.

Respon percepatan untuk karet peredam berbentuk silinder adalah  $0.1446 \text{ m/s}^2$  ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=4 \text{ cm}$  dan  $0.1414 \text{ m/s}^2$  ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$ . RMS percepatan lebih kecil ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$ . Pada  $a=12 \text{ cm}$ , frekuensi natural pondasi lebih besar daripada frekuensi natural ketika  $a=4 \text{ cm}$ .

RMS percepatan angular pada pondasi dapat dilihat pada Tabel 3. RMS percepatan angular karet peredam berbentuk runcing lebih tinggi daripada karet peredam berbentuk silinder. Hal ini disebabkan nilai kekakuan dari runcing lebih kecil dibandingkan dengan karet peredam berbentuk silinder. RMS percepatan angular karet peredam berbentuk runcing adalah  $5.05 \text{ rad/s}^2$  ketika  $a=4 \text{ cm}$  dan  $1.77 \text{ rad/s}^2$  ketika  $a=12 \text{ cm}$ . RMS percepatan angular lebih kecil ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$  dikarenakan percepatan angular berbanding terbalik dengan jarak karet peredam dari titik pusat massa pada percepatan konstan.

Tabel 3. RMS percepatan angular simulasi pondasi

No	Bentuk Karet Peredam	Percepatan Angular ( $\text{Rad/s}^2$ )	
		$a=4 \text{ cm}$	$a=12 \text{ cm}$
1	Runcing	5.049	1.7658
2	Silinder	1.9594	1.2905

Pada eksperimen, percepatan translasi sistem sebelum diberi karet peredam adalah  $0.3074 \text{ m/s}^2$  sedangkan percepatan angularnya  $0.5466 \text{ rad/s}^2$ . RMS percepatan karet peredam berbentuk runcing lebih tinggi daripada karet peredam berbentuk silinder. Hal ini disebabkan nilai kekakuan dari runcing lebih kecil dibandingkan dengan karet peredam berbentuk silinder. RMS percepatan untuk karet peredam berbentuk runcing adalah  $0.31 \text{ m/s}^2$  ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=4 \text{ cm}$  dan  $0.19 \text{ m/s}^2$

ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$ .

Pada karet peredam berbentuk runcing ini terjadi perbedaan respon percepatan yang sangat signifikan antara ketika karet peredam diletakkan pada  $a=4 \text{ cm}$  dengan ketika karet peredam diletakkan pada  $a=12 \text{ cm}$ . Perbedaan respon yang signifikan ini disebabkan karena ketika dipasang karet peredam runcing pada posisi karet peredam  $a=4 \text{ cm}$ , frekuensi kerja pondasi sedikit di atas frekuensi natural sistem. RMS respon percepatan lebih kecil ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$ . Pada  $a=12 \text{ cm}$ , frekuensi natural pondasi lebih besar daripada frekuensi natural ketika  $a=4 \text{ cm}$ .

Pada simulasi, RMS respon percepatan angular karet peredam berbentuk runcing lebih tinggi daripada karet peredam berbentuk silinder. Hal ini disebabkan nilai kekakuan dari runcing lebih kecil dibandingkan dengan karet peredam berbentuk silinder. RMS respon percepatan angular karet peredam berbentuk runcing besarnya adalah  $5.32 \text{ rad/s}^2$  ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=4 \text{ cm}$  dan  $1.88 \text{ rad/s}^2$  ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$ . RMS percepatan angular lebih kecil ketika karet peredam diletakkan pada posisi  $a=12 \text{ cm}$  dikarenakan percepatan angular berbanding terbalik dengan jarak karet peredam dari titik pusat massa pada percepatan konstan.

Tabel 4. RMS ekeperimen respon pada pondasi

No	Bentuk Karet Peredam	Percepatan Translasi ( $\text{m/s}^2$ )		Percepatan Angular ( $\text{Rad/s}^2$ )	
		$a=4 \text{ cm}$	$a=12 \text{ cm}$	$a=4 \text{ cm}$	$a=12 \text{ cm}$
		1	Tanpa	0.3074	0.3074
2	runcing	0.3082	0.1922	5.3203	1.8761
3	Silinder	0.1527	0.1491	2.0522	1.3572

Setelah menganalisa respon dinamis sistem baik simulasi maupun eksperimen, langkah selanjutnya adalah membandingkan

hasil RMS respon percepatan antara RMS respon percepatan simulasi dengan RMS respon percepatan eksperimen.

Tabel 5. Perbandingan simulasi dan eksperimen RMS respon percepatan translasi

No	Bentuk Karet Peredam	Simulasi		Eksperimen		% Perbandingan	
		a=4 cm	a=12 cm	a=4 cm	a=12 cm	a=4 cm	a=12 cm
1	Runcing	0.1968	0.1818	0.3082	0.1922	36.14536	2.541103
2	Silinder	0.1446	0.1414	0.1527	0.1491	5.304519	5.164319
3	Tanpa	0.2969	0.2969	0.3074	0.3074	3.415745	3.415745

Tabel 6 Perbandingan simulasi dan eksperimen RMS respon percepatan angular

No	Bentuk Karet Peredam	Simulasi		Eksperimen		% Perbandingan	
		a=4 Cm	a=12 Cm	a=4 Cm	a=12 Cm	a=4 Cm	a=12 Cm
1	Runcing	5.049	1.7658	5.3203	1.8761	5.099337	5.879218
2	Silinder	1.9594	1.2805	2.0522	1.3572	4.521976	5.651341

Prosentase perbandingan RMS respon percepatan simulasi dan eksperimen dapat dilihat pada tabel 5. Sedangkan prosent perbandingan RMS respon percepatan angular simulasi dan eksperimen disajikan pada tabel 6. Pada RMS respon percepatan translasi, prosentase perbandingan terdapat pada peredam karet berbentuk runcng dengan a= 12 cm yaitu 5.41103 %. Begitu juga untuk RMS respon percepatan angular terdapat pada peredam karet berbentuk runcing pada posisi a= 12 cm dengan besar prosentase 5.879218 %.

**KESIMPULAN DAN SARAN**

**Kesimpulan**

- Pada simulasi penurunan terbesar terjadi ketika posisi karet peredam pada a=12 cm, yaitu:
  - untuk karet peredam berbentuk silinder dari 0.2969 m/s<sup>2</sup> menjadi 0.1414 m/s<sup>2</sup>
  - untuk karet peredam berbentuk runcing dari 0.2969 m/s<sup>2</sup> menjadi 0.1168 m/s<sup>2</sup>
- Pada eksperimen penurunan terbesar terjadi ketika posisi karet peredam pada a=12 cm, yaitu:
  - untuk karet peredam berbentuk runcing dari 0.5466 m/s<sup>2</sup> menjadi 1.8761 m/s<sup>2</sup>
  - untuk karet peredam berbentuk silinder dari 0.5466 m/s<sup>2</sup> menjadi 1.3572 m/s<sup>2</sup>

**Saran**

Untuk penelitian selanjutnya disarankan untuk menggunakan karet peredam dengan bahan dan variasi ukuran karet peredam yang lain dengan volume tetap. Sebelum eksperimen dilakukan perlu dilakukan kalibrasi alat-alat ukur yang akan digunakan. Meja getar perlu ditinjau lagi desainnya sehingga dapat bekerja pada rentang frekuensi yang panjang.

**REFERENSI**

- Akademia Baru, P., Khattak, M. A., Mohd Ali, N. S., Zainal Abidin, N. H., Azhar, N. S., & Omar, M. H. (2016). Common Type of Turbines in Power Plant: A Review. Journal of Advanced Research in Applied Sciences and Engineering Technology ISSN, 3(1), 77–100.
- Sadrehaghghi, I. (n.d.). CFD Open Series Patch 2.25 Wind Turbines A N N A P O L I S , MD.
- Matthiesen, S. (2009). Wind Turbines – Components and Design Basics.

Enercon, October. <https://www.cfms-sols.org/sites/default/files/manifestations/091020/Schackines.pdf>

- [4] Okokpujie, I. P., Akinlabi, E. T., Udoeye, N. E., & Okokpujie, K. (2021). Comprehensive Review of the Effects of Vibrations on Wind Turbine During Energy Generation Operation, Its Structural Challenges and Way Forward. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, October, 935–948. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-4488-0\\_79](https://doi.org/10.1007/978-981-15-4488-0_79)
- [5] Rao, Singiresu. (2011). *Mechanical Vibrations Fifth Edition*. Amerika : Prentice Hall,

