

Pemodelan dan Analisis Pengaruh Jarak Dan Massa DVA Terhadap Respon Getaran Massa Utama Dengan Triple-DVA Tersusun Seri

Rafly Ramadhan¹, Ardi Noerpamoengkas²

Teknik Mesin, Institut Teknologi Adhi Tama Surabaya^{1,2}

e-mail: raflyramadhan91@gmail.com

ABSTRACT

An operating mechanic system can experience excessive vibrations if the forces acting in this system close to the natural frequency. Excessive vibration can cause damage, so it needs to be reduced. One of the ways to reduce excessive vibration, especially in system which vibrate with a single frequency, is adding DVA (Dynamic Vibration Absorber). In this study, there were simulations of non-DVA and T-DVA (Triple Dynamic Vibration Absorber) systems which DVA is arranged in series in the main system to get the RMS and amplitude of vibration response. This study used excitation in configuration model in the form of unbalance mass. Configuration model was derived, so, it was obtained equation variable state. From the equation, it was simulated by software. From this simulation, it could be concluded that DVA addition where cantered main mass of gravity center was able to reduce the vibration in yu rms dva distance system of 0.8182 m, 0.5628 m, and 0.2046m, yu rms dva mass system was 0.8911 m, 0.5242 m, and 0.3713m, and the respond result decreased, so, excitation frequency exceeded and known the natural frequency of the system.

Kata kunci: *Simulation, state variable equation, triple dynamic vibration absorber.*

ABSTRAK

Sistem mekanis akan bergetaran berlebih jika frekuensi pengganggu pada sistem mendekati frekuensi naturalnya. Getaran berlebihan ini bisa menimbulkan kerusakan, sehingga perlu diredam. Salah satu cara adalah dengan menambah DVA (*Dynamic Vibration Absorber*). Dalam penelitian dilakukan simulasi getaran sistem tanpa DVA dan dengan T-DVA (*Triple Dynamic Vibration Absorber*) dipasang secara seri pada sistem utama terhadap RMS dan amplitudo respon getar. Pada penelitian menggunakan eksitasi pada model konfigurasi berupa *unbalance mass*. Model konfigurasi diturunkan sehingga diperoleh *state variable equation*. Dari persamaan tersebut, model disimulasikan oleh *software* numerik. Dari simulasi ini disimpulkan bahwa menambah DVA yang terpusat pada titik berat massa utama bisa mereduksi getaran pada sistem dan hasil respon turun maka frekuensi eksitasi melebihi dan menjauhi frekuensi natural sistem.

Kata kunci: *Simulasi, state variable equation, triple dynamic vibration absorber.*

PENDAHULUAN

DVA adalah peredam getaran dengan menambah massa-pegas pada massa sistem utama. Pada beberapa penelitian terkait, getaran bisa direduksi pada arah translasi dengan baik. Tetapi getaran bisa terjadi pada arah rotasi. Sehingga perlu melakukan penelitian tentang DVA dalam meredam getaran arah rotasi. Supaya respon getaran tinjauan bisa direduksi maka energi getar disalurkan ke DVA. Sehingga DVA bergetar dengan arah berlawanan dengan arah getar dari sistem utama mengurangi getaran pada sistem utama. yang sudah dijabarkan, maka selanjutnya akan dilakukan analisis dengan menggunakan bantuan *software* numerik pada model *triple-DVA* yang tersusun secara seri dengan variasi pengaruh jarak dan massa dari penelitian terdahulu belum ada yang meneliti tentang *triple-DVA* tersusun seri. Oleh karena itu, dilakukan studi tentang pemodelan pengaruh jarak dan massa DVA terhadap respon getaran massa utama dengan *triple-DVA* tersusun seri pada penelitian ini.

TINJAUAN PUSTAKA

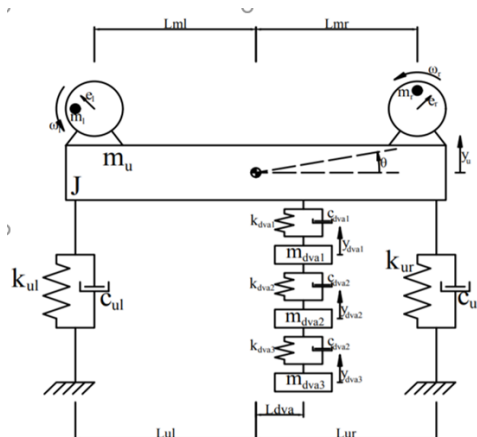
Getaran berlebihan bisa menyebabkan kerusakan. Oleh karena itu, maka perlu direduksi. Timbulnya getaran ini bersifat destruktif dan merugikan. Penelitian dilakukan dengan membandingkan respon hasil simulasi antara sistem yang tidak direduksi dan direduksi dengan DVA [1].

Jika sistem diberi gangguan maka menghasilkan getaran. Getaran yang ditimbulkan berlebihan karena frekuensi eksitasinya mendekati atau bahkan sama dengan salah satu frekuensi natural dari sistem [2]. Dengan mengganti elemen redaman kental dengan dua massa tambahan sistem TMD (*Tuned Mass Damper*) seri dengan menerapkan TMD seri semi-aktif dengan mengontrol aliran arus melalui transduser [3]. Teknologi getaran berkembang dan memiliki sifat yang lebih interdisipliner. Ini mempunyai kriteria kinerja dan spesifikasi desain yang lebih menuntut untuk semua jenis mesin dan skruktur [4].

Peredaman getaran biasanya digunakan di mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, maka dari itu disetel ke satu frekuensi tertentu dan efektif hanya melalui pita frekuensi yang sempit [5]. Getaran berlebihan struktur bisa menimbulkan kerusakan. Getaran diredam supaya tidak mengganggu fungsi struktur [6]. Terhadap getaran gempa dan getaran bisa terjadi pada *beam*, jembatan layang. Penelitian dilakukan untuk memahami karakteristik getaran untuk merancang sebuah peredam getaran dinamis [7]. Sistem bergetar berlebihan jika gaya pengganggu bekerja mendekati frekuensi natural sistem. Getaran juga dapat direduksi dengan menambah DVA pada sistem utama. DVA didesain supaya menjauhkan frekuensi natural sistem dari frekuensi eksitasinya. DVA juga digunakan untuk mereduksi getaran pada bangunan bertingkat akibat gempa bumi, dalam penelitian Kazuo [8]. Struktur dalam analisa penambahan DVA selalu dimodelkan sebagai massa terpusat dengan gerakan arah translasi saja. Maka massa tambahan DVA diletakkan sebagai peredam pada bagian tengah massa utama [9].

Pada penelitian dengan membangun purwarupa DVA dari batang, sistem utama akan direduksi getarannya. Kedua ujung batang tersebut dihubungkan dengan batang kantilever sebagai pengganti pegas peredam. Sebagai peredam getaran batang, maka massa tambahan tersusun secara seri diberikan sebagai massa *absorber* [10].

METODE



Gambar 1. Gambar model sistem getaran dengan *triple*-DVA secara seri.

Langkah awal dengan menurunkan persamaan matematis dari model konfigurasi menentukan parameter yang akan digunakan simulasi, meliputi perencanaan dan penggambaran model. Kemudian mendapatkan *state variable equation*. Persamaan dimasukkan ke komputasi numerik [11][12][13]. Nilai-nilai parameter dimasukkan dan disimulasi dengan tipe *solver* ODE4. Dari hasil simulasi diperoleh data respon getaran terhadap waktu. Selanjutnya, data diolah untuk memperoleh RMS data di setiap variasi.

Model sistem getaran yang akan digunakan pada penelitian ini akan difungsikan untuk membantu membuat *free body diagram*, berikut merupakan bentuk dari massa utama dan mempunyai 2 motor penggerak memiliki beda fase yang di timbulkan dari massa *unbalance*-nya, mempunyai 3 massa DVA dipasang terhadap pusat massa tersusun secara seri.

Persamaan gaya dan gerak pada massa dan inersia pada sistem diturunkan. Berikut ini adalah persamaan-persamaan gaya tersebut.

$$F_{mr} = m_r \cdot e_r \cdot \omega_r^2 \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \dots\dots\dots(1)$$

$$F_{ml} = m_l \cdot e_l \cdot \omega_l^2 \cdot \sin(\omega_l \cdot t - \psi) \dots\dots\dots(2)$$

$$F_{ul} = k_{ul} \cdot (y_u - \theta \cdot L_{ul}) + c_{ul} \cdot (\dot{y}_u - \dot{\theta} \cdot L_{ul}) \dots\dots\dots(3)$$

$$F_{ur} = k_{ur} \cdot (y_u + \theta \cdot L_{ur}) + c_{ur} \cdot (\dot{y}_u + \dot{\theta} \cdot L_{ur}) \dots\dots\dots(4)$$

$$F_{dva1} = k_{dva1} \cdot (y_u + \theta \cdot L_{dva} - y_{dva1}) + c_{dva1} \cdot (\dot{y}_u + \dot{\theta} \cdot L_{dva} - \dot{y}_{dva1}) \dots\dots\dots(5)$$

$$F_{dva2} = k_{dva2} \cdot (y_{dva1} - y_{dva2}) + c_{dva2} \cdot (\dot{y}_{dva1} - \dot{y}_{dva2}) \dots\dots\dots(6)$$

$$F_{dva3} = k_{dva3} \cdot (y_{dva2} - y_{dva3}) + c_{dva3} \cdot (\dot{y}_{dva2} - \dot{y}_{dva3}) \dots\dots\dots(7)$$

Di mana F_{mr} adalah gaya eksitasi pada sisi kanan, F_{ml} adalah gaya eksitasi pada sisi kiri, F_{ul} adalah gaya pegas-redaman pada sisi kiri massa utama, F_{ur} adalah gaya pegas-redaman pada sisi kanan massa utama, F_{dva1} adalah gaya yang diberikan pegas-redaman DVA 1 terhadap massa-inersia utama dan sebaliknya, F_{dva2} adalah gaya yang diberikan pegas-redaman DVA 2 terhadap massa DVA 1 dan sebaliknya, dan F_{dva3} adalah gaya yang diberikan pegas-redaman DVA 3 terhadap massa DVA 2 dan sebaliknya. Sedangkan persamaan gerak masing-masing massa dan inersia pada sistem sebagai berikut.

$$-F_{ul} - F_{ur} - F_{dva1} - F_{ml} + F_{mr} = m_u \cdot \ddot{y}_u \dots\dots\dots(8)$$

$$F_{ul} \cdot L_{ul} + F_{ml} \cdot L_{ml} - F_{dva1} \cdot L_{dva} + F_{mr} \cdot L_{mr} - F_{ur} \cdot L_{ur} = J \cdot \ddot{\theta} \dots\dots\dots(9)$$

$$F_{dva1} - F_{dva2} = m_{dva1} \cdot \ddot{y}_{dva1} \dots\dots\dots(10)$$

$$F_{dva2} - F_{dva3} = m_{dva2} \cdot \ddot{y}_{dva2} \dots\dots\dots(11)$$

$$F_{dva3} = m_{dva3} \cdot \ddot{y}_{dva3} \dots\dots\dots(12)$$

Di mana persamaan 8 adalah persamaan gerak translasi massa m_u , persamaan 9 adalah persamaan gerak rotasi inersia J , persamaan 10 adalah persamaan gerak translasi massa m_{dva1} , persamaan 11 adalah persamaan gerak translasi massa m_{dva2} , persamaan 12 adalah persamaan gerak translasi massa m_{dva3} . Berikut ini tabel nilai variasi variabel input, parameter sistem dan eksitasi.

Tabel 1. Variasi Jarak DVA

No.	Sampel	Massa (Kg)	Jarak DVA (m)
1	1	0.5	0.1
2	2	1	0.2
3	3	1.5	0.3

Tabel 2. Variasi Massa DVA

No.	Sampel	Massa (kg)	Jarak DVA (m)
1	1	0.5	0.1
2	2	1	0.2
3	3	1.5	0.3

Tabel 3. Parameter Sistem

No.	Notasi	Keterangan	Nilai	Satuan
1	m_u	Massa utama	4.5	Kg
2	J	Inersia	13.884	Kg
3	k_{ul}	Pegas utama kiri	38800	N/m
4	c_{ul}	Redaman utama kiri	49.524	N.s/m
5	k_{ur}	Pegas utama kanan	38800	N/m
6	c_{ur}	Redaman utama kanan	49.524	N.s/m
7	k_{dva1}	Pegas DVA kiri 1	100	N/m
8	c_{dva1}	Redaman DVA kanan 1	0.595	N.s/m
9	m_{dva1}	Massa DVA 1	0.5	Kg
10	k_{dva2}	Pegas DVA kiri 2	100	N/m
11	c_{dva2}	Redaman DVA kanan 2	0.595	N.s/m
12	m_{dva2}	Massa DVA 2	1	Kg
13	k_{dva3}	Pegas DVA kiri 3	100	N/m
14	c_{dva3}	Redaman DVA 3	0.595	N.s/m
15	m_{dva3}	Massa DVA 3	1.5	Kg
16	L_{dva}	Jarak antara DVA dengan pusat massa utama	0.3	m
17	L_{ul}	Jarak antara pegas-redaman kiri dengan pusat massa utama	0.6	m
18	L_{ur}	Jarak antara pegas-redaman kanan dengan pusat massa utama	0.6	m

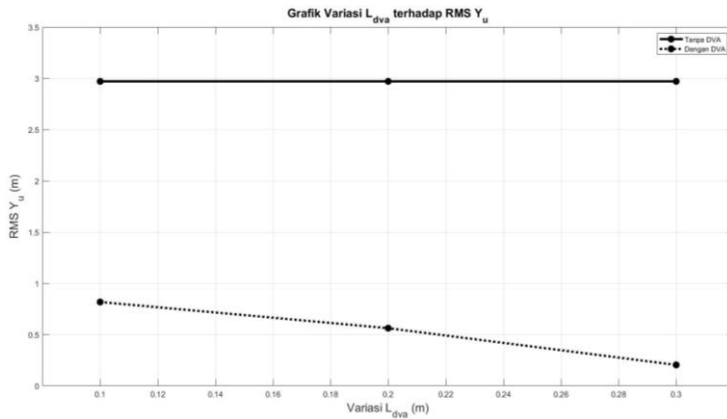
Tabel 4. Parameter eksitasi

No.	Notasi	Keterangan	Nilai	Satuan
1	L_{ml}	Jarak antara unbalance kiri pusat sistem	0.5	m
2	L_{mr}	Jarak antara unbalance kanan pusat sistem	0.5	m
3	m_l	Massa unbalance kiri	0.2	Kg
4	e_l	Eksentrisitas unbalance kiri	0.09	m
5	ω_l	Kecepatan putar unbalance kiri	5	rad/s
6	m_r	Massa unbalance kanan	0.2	Kg
7	e_r	Eksentrisitas unbalance kanan	0.09	m
8	ω_r	Kecepatan putar kanan	5	rad/s
9	ψ	Beda fase <i>unbalance mass</i> kiri-kanan	0.5π	rad

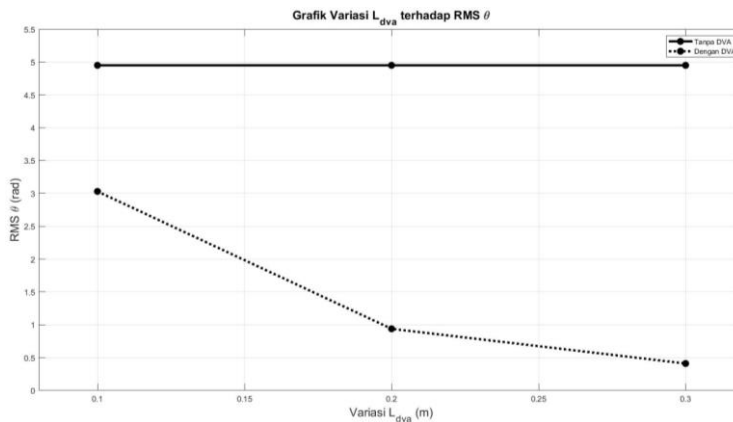
HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada gambar 2, pengaruh grafik L_{dva} terhadap RMS Y_u diperoleh bahwa semakin besar L_{dva} maka semakin kecil RMS Y_u . Sedangkan pada sistem non-DVA memiliki RMS *displacement* Y_u 2,9706 m. Nilai RMS Y_u tertinggi pada sistem dengan DVA sebesar 0,8182 m. Nilai terendahnya sebesar 0,2045 m.

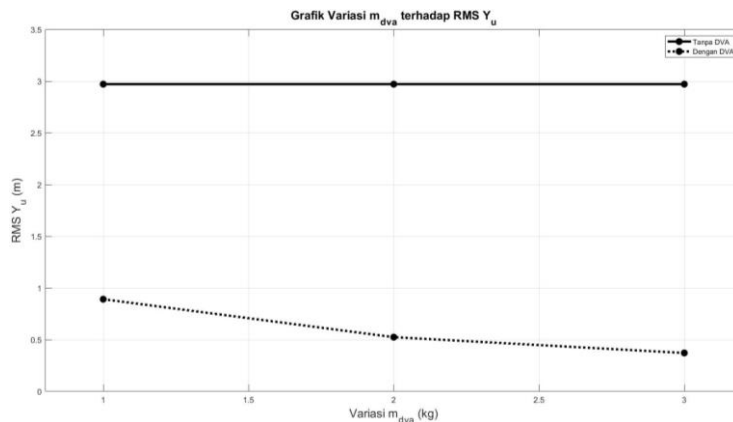
Pada gambar 3, sistem tanpa DVA mempunyai nilai RMS *displacement* sudut maksimal 4,9509 rad. Nilai tertinggi RMS respon pada sistem dengan DVA sebesar 3,0303 rad. Nilai terendahnya sebesar 0,4094 rad. Tren sama seperti grafik RMS Y_u . Semakin besar L_{dva} semakin turun RMS θ .



Gambar 2. Grafik variasi L_{dva} terhadap RMS Y_u .

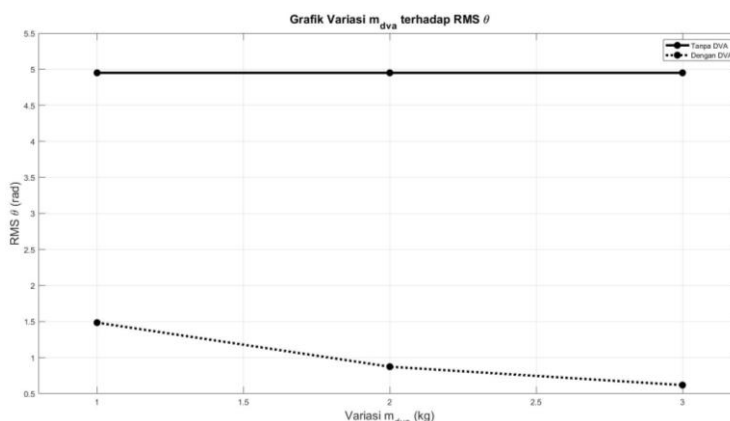


Gambar 3. Grafik variasi L_{dva} terhadap RMS θ .



Gambar 4. Grafik variasi m_{dva} terhadap RMS Y_u .

Pada gambar 4, sistem tanpa DVA memiliki puncak RMS *displacement* Y_u 2,9706 m. Nilai tertinggi RMS Y_u pada sistem dengan DVA sebesar 0,8911 m. Nilai terendahnya sebesar 0,3713 m. Semakin besar nilai m_{dva} semakin turun nilai RMS Y_u .



Gambar 5. Grafik variasi m_{dva} terhadap RMS θ .

Pada gambar 5, sistem tanpa DVA memiliki RMS *displacement* sudut 4,9509 rad. Tren grafik seperti pada tren nilai RMS Y_u . Semakin besar nilai m_{dva} semakin turun RMS θ . Nilai tertinggi sebesar 1,4851 rad. Nilai terendahnya 0,6188 rad.

Nilai respon massa dan inersia tinjauan utama dengan DVA yang lebih rendah dibandingkan yang tanpa DVA menunjukkan model simulasi valid karena sesuai dengan respon umum yang tereduksi pada aplikasi DVA [1][2][6][14][15][16]. Pengaruh variasi jarak massa DVA-pusat massa utama terhadap amplitudo respon getaran massa utama dengan *triple-DVA*, semakin jauh nilainya maka semakin besar respon getaran. Hal ini dikarenakan makin besarnya torsi yang dihasilkan massa DVA dan melawan gerak massa utama yang bergetar. Pengaruh massa DVA terhadap amplitudo respon getaran massa utama dengan *triple-DVA* semakin tinggi nilainya maka semakin besar respon getaran. Hal ini dikarenakan massa tambahan DVA yang semakin besar semakin menahan massa utama untuk bergerak. Selanjutnya, perlu dilakukan studi lebih jauh untuk mengetahui karakteristik pengaruh frekuensi eksitasi terhadap respon massa dan inersia utama.

KESIMPULAN

Massa DVA dipasang secara seri pada massa utama. Pengaruh variasi jarak massa DVA-pusat massa utama terhadap RMS respon getaran massa utama dengan *triple-DVA* adalah semakin besar nilai jarak maka semakin kecil RMS responnya. Pengaruh massa DVA terhadap RMS respon getaran massa utama dengan *triple-DVA* adalah semakin besar massa maka semakin kecil RMS responnya. Respon ini terdiri dari respon *displacement* sudut dan translasi vertikal massa utama.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Lostari, "Simulasi Peredam Getaran TDVA dan DDVA Tersusun Seri terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama," *J. Mech. Eng. Mechatronics*, vol. 2, no. 01, pp. 2017–2026, Jan. 2018.
- [2] Y. Fitri, Y. Fitri, and Y. Susatio, "Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi

- Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA),” *J. Tek. ITS*, vol. 2, no. 2, pp. D108–D112, 2013.
- [3] X. Tang and L. Zuo, “Regenerative semi-active control of tall building vibration with series TMDs,” *Proc. 2010 Am. Control Conf. ACC 2010*, pp. 5094–5099, 2010.
- [4] D. J. Inman, “Engineering vibration,” p. 669, 2009.
- [5] A. Z. Pachpute and P. B. Bawa, “Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber-A Simulation Approach,” *Int. J. Recent Eng. Res. Dev.*
- [6] Susastro, “Pengaruh Perubahan Posisi Masa SDVA Dari Titik Berat Masa Utama Terhadap Karakteristik Getaran Translasi Dan Rotasi Sistem Utama 2 DOF,” Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2015.
- [7] K. Liu and J. Liu, “The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result,” *J. Sound Vib.*, vol. 284, no. 3–5, pp. 1181–1189, 2005.
- [8] K. Yoshida, “Active Vibration Control For Builder Subjected To Horizontal And Vertical Large Seismic Excitation,” in *IEEE Proceedings of the 35 th. Conference on decision abd Control*, 1996, pp. 7803-3590–2.
- [9] N. W. Kim, K. W. Kim, and H. C. Sin, “A design of a dynamic vibration absorber for a DVD±RW drive,” *IEEE Trans. Consum. Electron.*, vol. 53, no. 3, pp. 956–961, Aug. 2007, doi: 10.1109/TCE.2007.4341572.
- [10] M. Najafi, M. R. Ashory, and E. Jamshidi, “Optimal design of beam vibration absorbers under point harmonic excitation,” 2009.
- [11] A. Noerpamoengkas and M. Ulum, “Pemodelan Pengaruh Frekuensi dan Amplitudo Eksitasi terhadap Respon Gerak dan Daya Mekanis Pendulum Vertikal pada Konverter Energi Gelombang Laut,” in *Seminar Nasional Sains dan Teknologi Terapan III*, 2015, pp. 201–210.
- [12] A. Noerpamoengkas and M. Ulum, “PEMODELAN GERAK PENDULUM VERTIKAL PADA KONVERTER ENERGI GELOMBANG BERINERSIA TAMBAHAN SAAT RESONANSI,” *J. IPTEK*, vol. 21, no. 1, p. 61, May 2017.
- [13] M. Ulum, A. Noerpamoengkas, G. Setyono, and M. R. Ariyansyah, “PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH JUMLAH PENUMPANG DAN PERGESERAN PUSAT GRAVITASI TERHADAP RESPON DINAMIS TRANSIEN KENDARAAN,” *Pros. Semin. Nas. Sains dan Teknol. Terap.*, vol. 0, no. 0, pp. 267–272, 2017.
- [14] A. Rohman, “Pengaruh Perubahan Posisi Sumber Eksitasi Dan Massa Dva Dari Titik Berat Massa Beam Terhadap Karakteristik Getaran Translasi Dan Rotasi,” 2016.
- [15] Vincent, “Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi dan Rotasi Pada Sistem Utama Oleh Mekanisme Dynamic Vibration Absorber Model Beam dengan Pengaruh Posisi Peletakan Terhadap Pusat Massa Sistem Utama,” Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2017.
- [16] R. B. Kurniawan, “Studi Eksperimen dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi dan Rotasi dengan Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA) Model Beam,” Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2017.