

Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DDVA)-Dependent* Terhadap Respon Getaran Translasi Dan Rotasi Pada Sistem Utama 2-DOF

Talifatim Machfuroh^{1,*}, Harus Laksana Guntur²

1 Mahasiswa Prodi Magister Teknik Bidang Desain Institut Teknologi Sepuluh Nopember

2 Dosen Prodi Magister Teknik Bidang Desain Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Kampus Sukolilo, Surabaya 60111 Indonesia

Phone: (031) 5946230, Fax: (031) 5922941^{1,2)}

* E-mail : Talifatim25@gmail.com

Abstrak. Suatu sistem yang beroperasi dapat mengalami getaran yang berlebih jika gaya yang bekerja pada sistem tersebut mendekati frekuensi naturalnya. Getaran ini dapat dikurangi dengan menambahkan *dynamic vibration absorber* (DVA) pada sistem tersebut. Beberapa peneliti telah melakukan banyak penelitian terkait DVA dan penempatan dual DVA (DDVA) pada sistem utama. Pada penelitian ini dilakukan studi pengaruh penambahan DDVA-*dependent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama 2-dof. Penelitian ini dimulai dengan membangun prototype sistem getaran 2 DOF tanpa DDVA dan dengan DDVA. Dari Prototype tersebut kemudian dibuat persamaan gerak dan blok simulasi untuk mengetahui perubahan karakteristik getaran yang terjadi pada sistem utama. Pada penelitian ini didapatkan respon getaran yang mampu mereduksi getaran pada sistem utama. Reduksi getaran yang besar didapatkan pada saat sistem utama yang diberi masa tambahan dengan rasio inersia masa *absorber* sebesar 1/10 dan didapatkan rms *displacement* sebesar 0,003664 m pada $r_f = 0,8525$ dan *angular displacement* sebesar 0,01383 rad pada $r_f = 0,8488$. Sedangkan untuk perubahan rasio jarak *cantilever* didapatkan rasio terbaik sebesar 1, dimana pada kondisi ini didapatkan rms *displacement* sebesar 0,003664 m pada $r_f = 0,8525$ dan *angular displacement* sebesar 0,01004 rad pada $r_f = 0,7846$. Pada kasus penambahan DDVA-*dependent* getaran sistem utama arah translasi hanya dipengaruhi getaran masa *absorber* arah translasi, kondisi sebaliknya juga terjadi pada getaran sistem utama arah rotasi yang hanya dipengaruhi getaran masa *absorber* arah rotasi.

Kata Kunci: Dual Dynamic Vibration Absorber, Getaran Rotasi, Getaran Translasi

1. Pendahuluan

Suatu sistem yang beroperasi dapat mengalami getaran yang berlebih jika gaya yang bekerja pada sistem tersebut mendekati frekuensi naturalnya. Getaran ini dapat direduksi dengan menambahkan DVA pada sistem utama. DVA didesain untuk menjauhkan frekuensi natural sistem dari frekuensi eksitasinya. Awalnya DVA digunakan untuk mereduksi getaran pada bangunan bertingkat akibat adanya gempa bumi, sebagaimana dalam penelitian Kazuo Yoshida [1]. Meskipun begitu, tidak menutup kemungkinan DVA dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran

Pada dasarnya DVA merupakan massa tambahan yang ditempelkan pada sistem utama yang mengalami getaran. Dengan adanya masa tambahan, menambah jumlah derajat kebebasan dari sistem utama. Dengan semakin banyaknya jumlah derajat kebebasan sistem maka sebagian dari energi getaran yang ada pada sistem akan tersalurkan ke masa tambahan. Masa tambahan akan bergetar berlawanan dengan arah getaran masa sistem, hal ini bertujuan untuk mengurangi getaran dari sistem utama.[2]

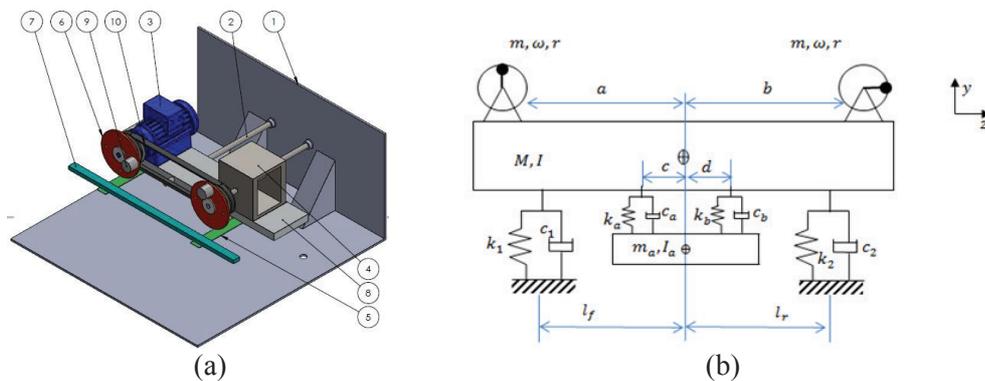
Pada beberapa kasus DVA diaplikasikan untuk mengurangi getaran arah translasi saja. Beberapa penelitian semisal [3] dan [4] telah mengaplikasikan DVA untuk mengurangi getaran arah

translasi dan rotasi pada sistem utama yang berupa beam. Namun, pada penelitian tersebut pengurangan getaran hanya dilakukan pada satu arah gerakan translasi saja. Yang mana gerakan translasi DVA 1 dan DVA lainnya tidak terkait satu sama lain.

Pada penelitian ini dilakukan proses reduksi getaran sistem utama dengan menambahkan DDVA-dependent. DVA yang digunakan adalah DVA yang memiliki 2 gerakan, yaitu gerakan arah translasi dan rotasi yang saling terkait untuk mereduksi getaran pada sistem utama. Penelitian ini mengacu pada penelitian Kusumadewyanthi [4] yang telah melakukan pengujian untuk mendapatkan rasio massa *absorber* dan rasio kekakuan *absorber* yang dapat mengurangi getaran lebih baik, yaitu pada rasio massa *absorber* 1/20 dan rasio kekakuan *absorber* 1/20. Sedangkan untuk Inersia massa *absorber* dilakukan perubahan untuk memperoleh getaran paling minimal dari sistem utama. Penelitian ini diawali dengan membangun prototype yang terdiri dari sistem utama dan peredam getaran. Sistem utama berupa balok beam yang dihubungkan dengan batang *cantilever* sebagai pengganti pegas-peredam. Pada kedua sisi lengan balok diberikan motor listrik sebagai sumber eksitasi dan massa unbalance yang diputar oleh motor listrik dengan beda fase 90° untuk mendapatkan gerakan arah translasi dan rotasi. Sebagai peredam getaran digunakan sebuah massa *absorber* (M_a) dengan berat 1/10 dari berat sistem utama (M_s) dan juga memiliki inersia masa *absorber* (I_a) tertentu.

2. Metodologi

2.1 Penurunan Persamaan Gerak



Gambar 1. Bentuk fisik prototype DVA dan penyederhanaan model sistemnya

Gambar 1 (a) diatas merupakan prototype DVA yang ada pada lab vibrasi dengan keterangan gambar sebagai berikut, ⁽¹⁾ base metal, ⁽²⁾ cantilever beam, ⁽³⁾ electric motor, ⁽⁴⁾ kotak pemberat, ⁽⁵⁾ cantilever absorber, ⁽⁶⁾ plat disk, ⁽⁷⁾ absorber mass, ⁽⁸⁾ beam, ⁽⁹⁾ unbalance mass, ⁽¹⁰⁾ belt. Gambar 1 (b) merupakan peyederhanaan model dari prototype dengan keterangan gambar sebagai berikut: ^(m) unbalance mass, ^(M) massa balok, ^(m_a) massa absorber, ^(r) jari-jari rotasi dari masa unbalance, ^(ω) kecepatan putaran motor, ^(a & b) jarak sumber eksitasi dengan CG beam, ^(I) inersia massa balok, ^(I_a) inersia masa absorber, ^(c & d) jarak cantilever absorber dengan CG beam, ^(k₁ & k₂) kekakuan cantilever beam, ^(k_a & k_b) kekakuan cantilever absorber, ^(c₁ & c₂) redaman beam, ^(c_a & c_b) redaman cantilever absorber, ^(l_f & l_r) jarak catilever beam dengan CG beam, ^(L) panjang total beam.

Dari penyederhanaan model pada gambar 1 (b) dapat dibuat degree of freedom (DOF) untuk menurunkan persamaan geraknya. Pada penelitian ini terdapat 4 DOF sehingga didapatkan 4 persamaan gerak. Dari persamaan gerak tersebut dibuat persamaan state variable untuk digunakan dalam membangun blok diagram simulasi. Persamaan state variable yang didapatkan adalah sebagai berikut:

$$\ddot{y}_s = \frac{1}{M_s} [m\omega^2 r \sin(\omega t + \alpha) + m\omega^2 r \sin(\omega t) - (c_1 + c_2 + c_a + c_b) \cdot \dot{y}_s + (c_1 \cdot l_f - c_2 \cdot l_r + c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{\theta}_s + (c_a + c_b) \cdot \dot{y}_a - (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{\theta}_a - (k_1 + k_2 + k_a + k_b) \cdot y_s + (k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot \theta_s + (k_a + k_b) \cdot y_a - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot \theta_a] \quad (1)$$

$$\ddot{y}_a = \frac{1}{M_a} [(c_a + c_b) \dot{y}_s - (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \dot{\theta}_s - (c_a + c_b) \dot{y}_a + (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \dot{\theta}_a + (k_a + k_b) y_s - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \theta_s - (k_a + k_b) y_a + (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \theta_a] \quad (2)$$

$$\ddot{\theta}_s = \frac{1}{I_s} [-m\omega^2 r a \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r b \sin \omega t + (c_1 \cdot l_f - c_2 \cdot l_r + c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_s - (c_1 \cdot l_f^2 + c_2 \cdot l_r^2 + c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_s - (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_a + (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_a + (k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_s - (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_s - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_a + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_a]$$

(3)

$$\ddot{\theta}_a = \frac{1}{I_a} [-(c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_s + (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_s + (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_a - (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_a - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_s + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_s + (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_a - (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_a]$$

(4)

2.2 Parameter Simulasi

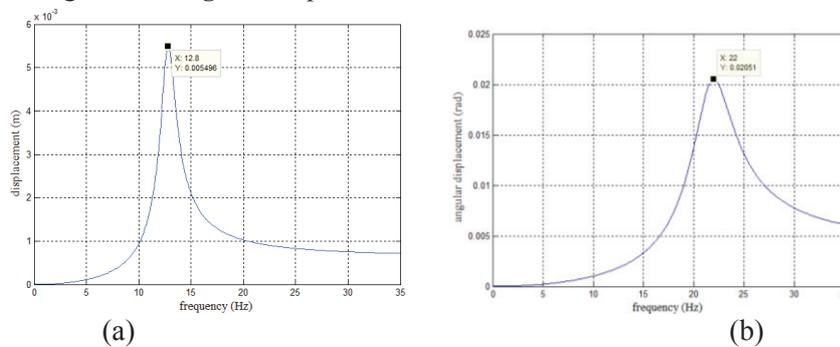
Parameter yang digunakan didapatkan dari pengukuran dan pengujian secara langsung pada prototype DVA. Berikut ini merupakan nilai parameter simulasi yang digunakan:

M	: 13,884 Kg	k ₁ , k ₂	: 44802,72 N/m	a, b	: 0,26 m
m	: 0,14 Kg	c ₁ , c ₂	: 60,199 N.s/m	l _f , l _r	: 0,145 m
I	: 0,323 Kg	c _a	: 2,1979 N.s/m	L	: 0.53 m

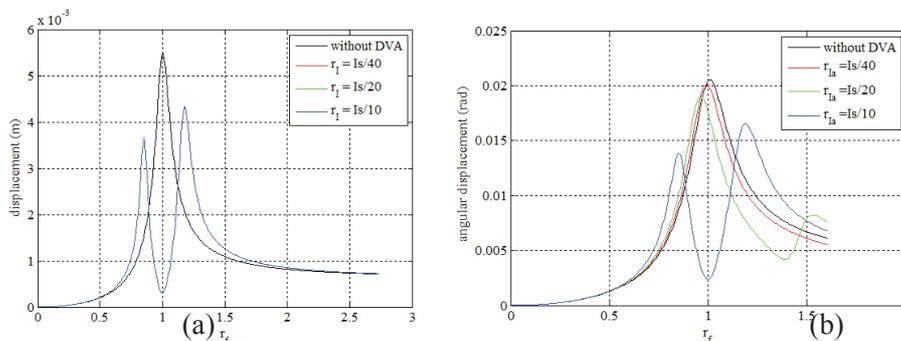
Untuk berat massa *absorber* menggunakan rasio 1/10 dan kekakuan *absorber* menggunakan rasio 1/20 [3]. Sedangkan untuk inersia masa *absorber* dilakukan perubahan antara I_s/40 hingga I_s/10. Gaya eksitasi berupa eksitasi periodic dengan beda fase 90°. frekuensi eksitasi yang digunakan berkisar pada 0 Hz sampai 30 Hz.

3. Hasil dan Pembahasan

Pada simulasi didapatkan respon getaran akibat gaya eksitasi berupa nilai rms *displacement* dan rms *angular displacement* sistem. Pada Gambar 2(a) menunjukkan bahwa pada arah translasi frekuensi natural terjadi pada frekuensi 12,8 Hz dengan nilai *displacement* yang dihasilkan adalah sebesar 0,005496 m. Sedangkan untuk arah rotasi, seperti pada Gambar 2(b) frekuensi natural terjadi pada frekuensi 22 Hz dengan nilai *angular displacement* sebesar 0.02051 rad.



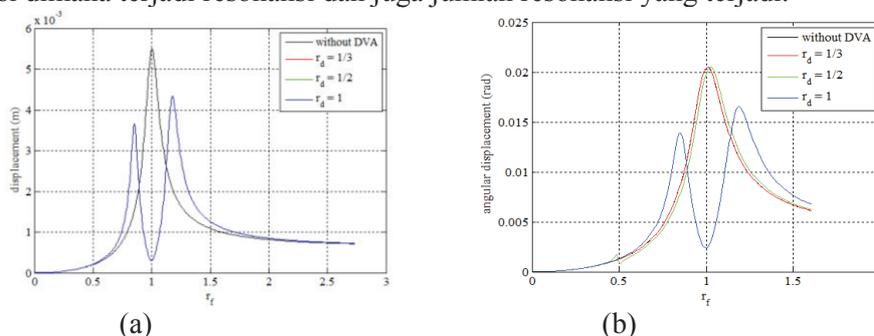
Gambar 2. Respon getaran tanpa penambahan DVA (a) Translasi (b) Rotasi



Gambar 3. Respon getaran dengan perubahan I_a untuk r_d = 1 (a) Translasi (b) Rotasi

Untuk mengetahui pengaruh perubahan rasio inersia masa *absorber* (r_{Ia}) pada jarak *cantilever absorber* yang sama maka dalam penelitian ini dilakukan perbandingan respon untuk rasio jarak *cantilever absorber* terhadap *cantilever* sistem utama dari pusat gravitasi yang sama yaitu sebesar $r_d = 1$. Grafik hasil simulasi, secara umum ditampilkan pada gambar 3 (a) dan (b). terdapat perbedaan antara grafik hasil respon getaran sistem utama yang didapatkan ketika sistem tidak diberi masa tambahan dan sistem yang diberi masa tambahan dengan perubahan inersia masa *absorber*. Beberapa perbedaan itu diantaranya jumlah frekuensi natural teredam (ω_d) yang terlihat pada grafik. Jarak antar resonansi yang terjadi, besarnya respon getaran pada saat terjadi resonansi.

Dengan adanya penambahan masa tambahan pada sistem utama, menambah jumlah derajat kebebasan dan resonansi dari sistem utama. Seperti terlihat pada grafik hasil respon getaran, pemberian masa *absorber* pada $r_d = 1$ berakibat bertambahnya jumlah resonansi *displacement* menjadi 2 buah resonansi. Perubahan rasio inersia massa *absorber* terhadap inersia massa sistem utama menghasilkan getaran yang saling berhimpit. Seperti terlihat pada grafik 2 buah resonansi akibat penambahan masa *absorber* dengan perubahan rasio inersia masa *absorber* terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ dengan besar nilai *displacement* 0,003664 m dan 0,004328 m. Hal ini menunjukkan bahwa perubahan inersia massa *absorber* tidak mempengaruhi terhadap getaran arah translasi. Sementara untuk *angular displacement* terdapat perubahan pada setiap perubahan rasio inersia *absorber* yang diberikan. Pada $r_{Ia} = 1/40 I_s$ terjadi 1 buah resonansi, untuk resonansi yang kedua terjadi pada rasio frekuensi yang besar sehingga tidak tampak pada grafik. Puncak resonansi terjadi pada $r_f = 0,991$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,02009 rad. Pada $r_{Ia} = 1/20 I_s$ terdapat dua buah resonansi yang terjadi pada $r_f = 0,9635$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,01908 rad dan pada $r_f = 1,523$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,008216 rad. Sedangkan untuk $r_{Ia} = 1/10 I_s$ juga terdapat dua buah resonansi yang terjadi pada $r_f = 0,8488$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,01383 rad dan pada $r_f = 1,188$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,01655 rad. Selain itu, pada $r_f = 1$ juga terjadi penurunan RMS *angular displacement* pada kondisi antiresonansi, dimana penurunan yang terjadi sebesar 0.002438. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar inersia *absorber* yang diberikan berakibat pada bergesernya rasio frekuensi dimana terjadi resonansi dan juga jumlah resonansi yang terjadi.



Gambar 4. Respon getaran dengan perubahan r_d untuk $I_a = I_s/10$ (a) Translasi (b) Rotasi

Pengaruh perubahan rasio jarak *cantilever absorber* terhadap *cantilever* sistem utama dari pusat gravitasi (r_d) dapat diketahui dengan melakukan perbandingan respon getaran pada inersia masa *absorber* yang sama yaitu sebesar $r_{Ia} = 1/10 I_s$. Grafik hasil simulasi, secara umum ditampilkan pada gambar 4 (a) dan (b). Dengan adanya penambahan masa tambahan pada sistem utama, menambah jumlah derajat kebebasan dan resonansi dari sistem utama. Seperti terlihat pada grafik hasil respon getaran, pemberian masa *absorber* pada $r_{Ia} = 1/10 I_s$ berakibat bertambahnya jumlah resonansi *displacement* menjadi 2 buah resonansi. Perubahan rasio inersia massa *absorber* terhadap inersia massa sistem utama menghasilkan getaran yang saling berhimpit. Seperti terlihat pada grafik, 2 buah resonansi akibat penambahan masa *absorber* dengan perubahan rasio inersia masa *absorber* terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ dengan besar nilai *displacement* 0,003664 m dan 0,004328 m. Bila dibandingkan grafik 3 (a) dan 4 (a), tidak ada perbedaan sama sekali terkait tren grafik yang dihasilkan dan juga besar nilai *displacement* yang terjadi akibat resonansi. Hal ini menunjukkan bahwa perubahan inersia massa *absorber* dan juga perubahan jarak *cantilever absorber* tidak mempengaruhi terhadap getaran arah translasi.

Tidak berpengaruhnya perubahan jarak *cantilever absorber* juga bias dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik eigen value sistem utama. Dalam kasus ini $k_{a,d}$ nilainya sama dengan $k_{b,d}$, sehingga nilai $k_{a,d} - k_{b,d} = 0$. Hal ini bias diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari masa *absorber*, namun tidak dipengaruhi gerak rotasi dari sistem utama. Hal sebaliknya terjadi pada gerak rotasi sistem utama yang hanya dipengaruhi oleh gerak rotasi *absorber*, dan tidak dipengaruhi gerak translasi sistem utama.

Untuk gerak rotasi terdapat perubahan nilai *angular displacement* pada setiap perubahan rasio jarak *cantilever absorber* yang diberikan. Pada $r_d = 1/3$ dan $r_d = 1/2$ terjadi 1 buah resonansi, untuk resonansi yang kedua terjadi pada rasio frekuensi yang besar sehingga tidak tampak pada grafik. Puncak resonansi untuk $r_d = 1/3$ terjadi pada $r_f = 1,041$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0.0205 rad dan untuk $r_d = 1/2$ terjadi pada $r_f = 1,019$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0.02053 rad. Kondisi ini sama seperti yang terlihat pada grafik dimana digambarkan pada perubahan rasio jarak untuk $r_d = 1/3$ dan $r_d = 1/2$ grafiknya saling berhimpit. Pada $r_d = 1$ terdapat dua buah resonansi yang terjadi pada $r_f = 0,7846$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,01004 rad dan pada $r_f = 1,106$ dengan nilai *angular displacement* yang terjadi sebesar 0,01892 rad. Selain itu, pada $r_f = 0,8764$ juga terjadi penurunan RMS *angular displacement* pada kondisi antiresonansi, dimana penurunan yang terjadi sebesar 0.002085. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar jarak *cantilever absorber* yang diberikan berakibat pada bergesernya rasio frekuensi dimana terjadi resonansi dan juga jumlah resonansi yang terjadi.

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan terjadi penurunan getaran akibat adanya penambahan masa *absorber* pada sistem utama. pereduksian getaran maksimum terjadi pada saat sistem utama diberikan massa tambahan dengan rasio inersia massa *absorber* sebesar 1/10 dan rasio jarak *cantilever absorber* sebesar 1. Dimana pada kondisi ini jarak antar kedua resonansi yang terjadi tidak terlalu jauh.

5. Daftar Referensi

- [1] Yoshida, K., 1996, "Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation", Proceeding of 35th Conference on Decision and Control.
- [2] Susastro, 2015, "Pengaruh Perubahan Posisi Masa SDVA dari Titik Berat Masa Utama terhadap Karakteristik Getaran Translasi & Rotasi Sistem Utama 2 DOF", ITS, Surabaya.
- [3] Sun, H.L., Zhang, P.Q., Chen, H.B., Zhang, K., dan Gong, X.L., 2007, "Application of Dynamic Vibration Absorber in Structural Vibration Control under Multi-Frequency Harmonic Excitation", J.Applied Acoustics, 69, pp. 1361-1367.
- [4] Kusumadewayanti, E., 2015, "Studi Pengaruh Penambahan Dual Dynamic Vibration Absorber (Dva)-Independent Terhadap Respon Getaran Translasi Dan Rotasi Pada Sistem Utama 2-Dof", ITS, Surabaya.