

PENGARUH PENAMBAHAN *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DDVA)-DEPENDENT* DALAM PEREDAMAN GETARAN PADA SISTEM UTAMA 2-DOF

Talifatim Machfuroh

Abstrak: Suatu sistem yang beroperasi dapat mengalami getaran yang berlebih jika gaya yang bekerja pada system tersebut mendekati frekuensi naturalnya. Getaran ini dapat dikurangi dengan menambahkan *dynamic vibration absorber (DVA)* pada system tersebut. Beberapa peneliti telah melakukan banyak penelitian terkait DVA dan penempatan dual DVA (DDVA) pada system utama. Pada penelitian ini dilakukan studi pengaruh penambahan DDVA-*dependent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada system utama 2-dof. Penelitian ini dimulai dengan membangun prototype system 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 system utama. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa penempatan *cantilever absorber DDVA-dependent* pada ujung system dengan r_1 1/10 mampu mereduksi getaran system utama dengan prosentase pengurangan pada frekuensi 12,78 Hz sebesar 94,1681 % untuk arah translasi dan 15,3878 % untuk arah rotasi. Perubahan rasio jarak dan rasio inersia massa absorber tidak mempengaruhi kemampuan DDVA-*dependent* dalam mengurangi getaran arah translasi.

Kata kunci: dual dynamic vibration *absorber*, getaranrotasi, getarantranslasi

Suatu sistem yang beroperasi dapat mengalami getaran yang berlebih jika gaya yang bekerja pada system tersebut mendekati frekuensi naturalnya. Getaran ini dapat direduksi dengan menambahkan DVA pada system utama. DVA didesain untuk menjauhkan frekuensi natural system dari frekuensi eksitasinya. Awalnya DVA digunakan untuk mereduksi getaran pada bangunan bertingkat akibat adanya gempa bumi, sebagaimana dalam penelitian Kazuo Yoshida (Yoshida, 1996). Meskipun begitu, tidak menutup kemungkinan DVA dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran.

Pada dasarnya DVA merupakan massa tambahan yang ditempelkan pada system utama yang mengalami getaran. Dengan adanya masa tambahan, menambah jumlah derajat kebebasan dari istem utama. Dengan semakin banyaknya jumlah derajat kebebasan system maka sebagian dari energy getaran yang ada pada system akan tersalurkan ke masa tambahan. Masa tambahan akan bergetar berlawanan dengan arah getaran masa sistem, hal ini bertujuan untuk mengurangi getaran dari system utama. (Susastro, 2015).

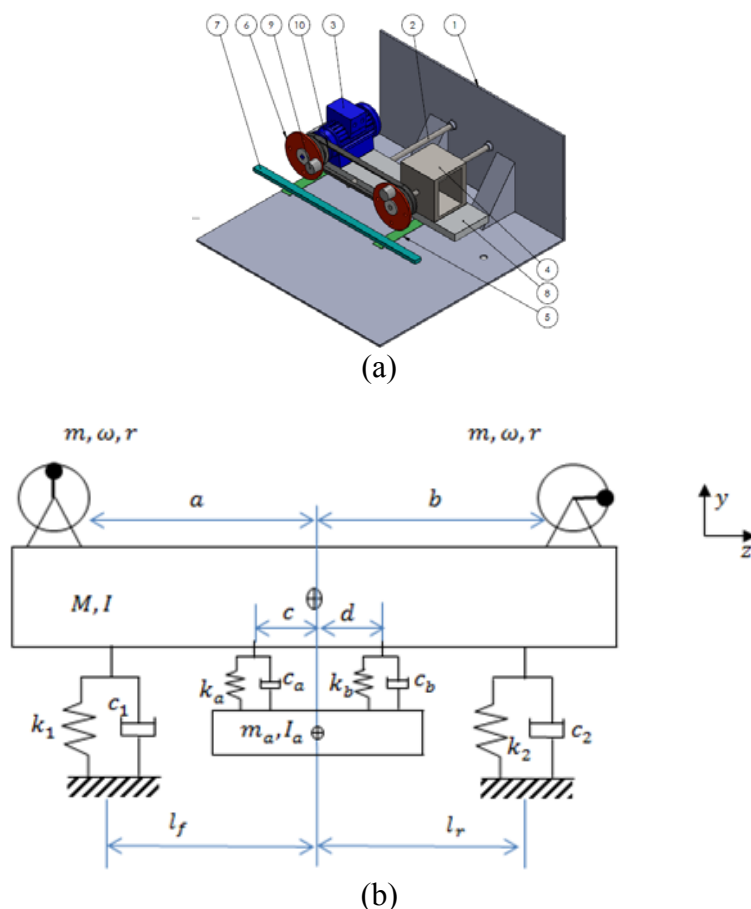
Pada beberapa kasus DVA diaplikasikan untuk mengurangi getaran arah translasi saja. Beberapa penelitian semisal (Sun, 2007) dan (Kusumadewayanthi, 2015) telah mengaplikasikan DVA untuk mengurangi getaran arah translasi dan rotasi pada system utama yang berupa beam. Namun, pada penelitian tersebut pengurangan 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 system 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 system utama. Penelitian ini mengacu pada penelitian Kusumadewayanthi (Kusumadewayanthi, 2015) 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 system utama. Penelitian ini diawali dengan membangun prototype yang terdiri dari system 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 system utama (M_s) dan juga memiliki inersiamasa *absorber* (I_a) tertentu.

METODE

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:

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

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

$$\ddot{\theta}_s = \frac{1}{I_s} [-m\omega^2 r a \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r b \sin \omega t + (c_1 \cdot l_f - c_2 \cdot l_r + c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_s - (c_1 \cdot l_f^2 + c_2 \cdot l_r^2 + c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_s - (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_a + (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_a + (k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_s - (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_s - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_a + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_a] \quad (3)$$

$$\ddot{\theta}_a = \frac{1}{I_a} [-(c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_s + (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_s + (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_a - (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_a - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_s + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_s + (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_a - (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_a] \quad (4)$$

Parameter Simulasi

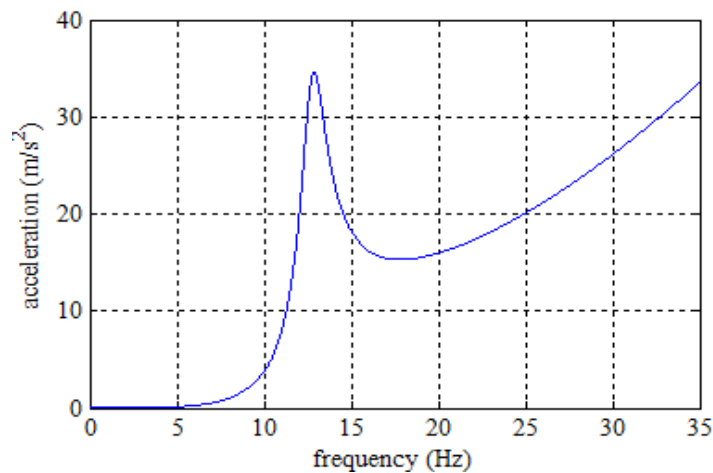
Parameter yang digunakan didapatkan dari pengukuran dan pengujian secara langsung pada prototype DVA. Berikut ini merupakan nilai parameter simulasi yang digunakan:

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

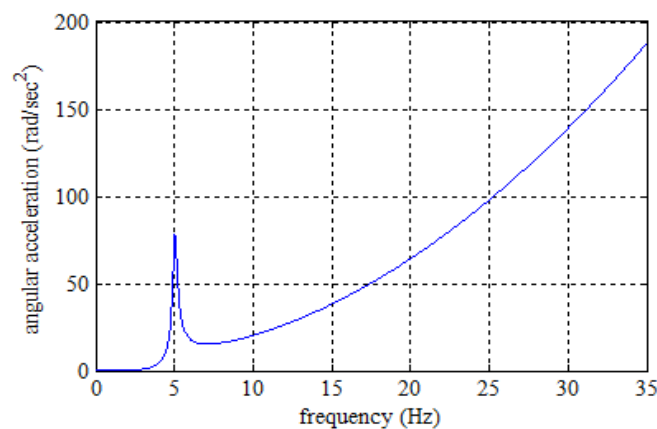
Untuk berat massa *absorber* menggunakan rasio 1/10 dan kekakuan *absorber* menggunakan rasio 1/20 [3]. Sedangkan untuk inersiamasa *absorber* dilakukan perubahan antara I_s/40 hingga I_s/10. Gaya eksitasi berupa eksitasi periodic dengan beda fase 90°. frekuensi eksitasi yang digunakan berkisar pada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

PEMBAHASAN

Dalam pemodelan sistem, input yang digunakan adalah gaya eksitasi dari motor dan pemberat akibat massa *unbalance* yang memiliki beda fase 90°. Gaya eksitasi dari motor dan pemberat ini berupa input sinusoidal (harmonik). Dari input sinusoidal, respon yang ditampilkan berupa respon percepatan RMS dan percepatan sudut RMS terhadap variasi frekuensi eksitasi. Respon gerak arah translasi sistem ditunjukkan dengan respon percepatan sistem dan respon gerak arah rotasi sistem ditunjukkan dengan respon percepatan sudut sistem. Respon tersebut ditunjukkan pada Gambar 1.



(a) Respon percepatan



(b) respon percepatan sudut

Gambar 2. Grafik Respon Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi pada Sistem tanpa Penambahan *DVA*

Pada Gambar 2(a) menunjukkan peningkatan nilai percepatan yang seiring dengan peningkatan nilai frekuensi eksitasi, yaitu pada frekuensi eksitasi sebesar 0 Hz hingga 12,89 Hz. Nilai percepatan menurun dengan peningkatan nilai frekuensi ekstasi hingga 17,8 Hz. Pada kondisi ini terbentuk puncak pada respon percepatan sistem. Puncak ini menunjukkan adanya peningkatan percepatan pada frekuensi eksitasi 12,89 Hz yang diikuti dengan penurunan percepatan pada frekuensi eksitasi selanjutnya. Pada frekuensi eksitasi di atas 17,8 Hz, nilai percepatan meningkat terhadap peningkatan nilai frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan karena nilai inputan gaya eksitasi berupa fungsi dari kuadrat frekuensi sehingga respon percepatan memiliki kecenderungan yang meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi.

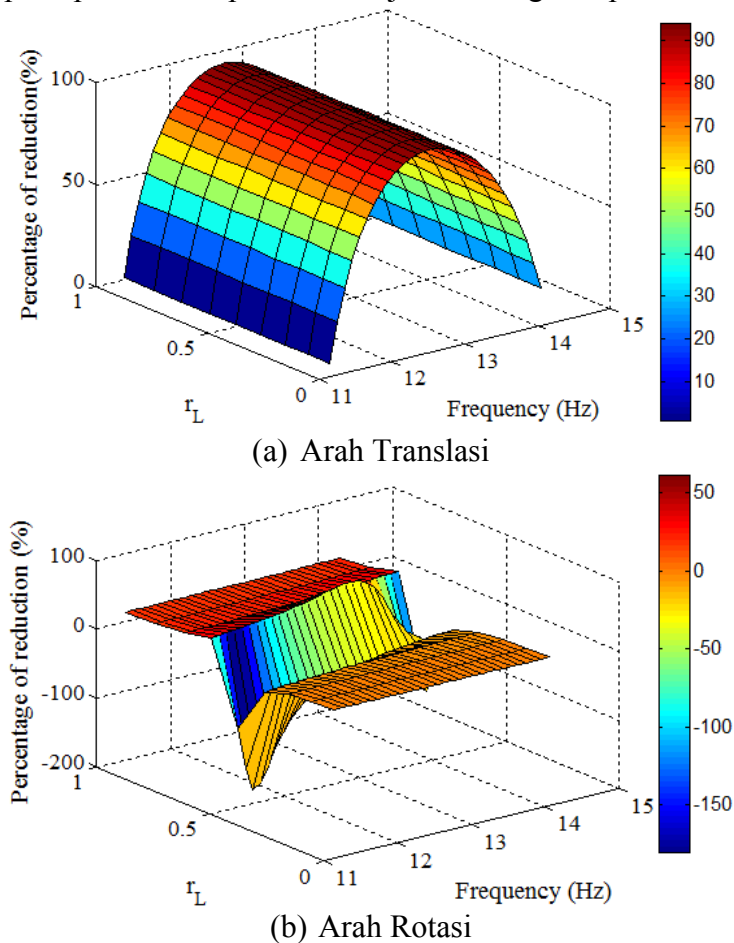
Nilai percepatan sudut meningkat seiring dengan peningkatan nilai frekuensi eksitasi seperti yang ditunjuk pada Gambar 2(b). Fenomena ini terjadi pada frekuensi eksitasi 0 Hz hingga 5,04 Hz. Kemudian nilai percepatan sudut menurun pada nilai frekuensi eksitasi hingga 7 Hz. Pada kondisi ini terbentuk puncak pada respon percepatan sudut sistem. Puncak ini menunjukkan adanya peningkatan percepatan sudut pada frekuensi eksitasi 5,04 Hz yang diikuti dengan penurunan percepatan sudut pada frekuensi eksitasi selanjutnya. Pada frekuensi eksitasi di atas 7 Hz, nilai percepatan meningkat terhadap peningkatan nilai frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan karena nilai inputan gaya eksitasi berupa fungsi dari kuadrat frekuensi sehingga respon percepatan

sudut memiliki kecenderungan yang meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi.

Berdasarkan hasil simulasi, nilai frekuensi natural sistem ditunjukkan dengan adanya puncak pada respon percepatan dan percepatan sudut dari sistem. Frekuensi natural arah translasi terjadi pada frekuensi eksitasi sebesar 12,89 Hz dengan nilai percepatan sebesar $34,6645 \text{ m/s}^2$. Pada arah rotasi, frekuensi natural sistem terjadi pada frekuensi eksitasi sebesar 5,04 Hz dengan nilai percepatan sudut sebesar 78.5069 rad/s^2 . Frekuensi natural sistem berbeda antara translasi dan rotasi, dimana gerakan translasi dan rotasi pada sistem utama tidak terkait.

Variasi parameter pada *DDVA-dependent* dilakukan untuk mendapatkan parameter yang mampu meredam getaran arah translasi dan rotasi yang optimum pada rentang frekuensi tertentu. Simulasi penurunan percepatan dan percepatan sudut dilakukan dengan memberikan parameter DVA untuk inersia massa *absorber* sebesar $I_a = I_s/10$ dan pada rentang frekuensi 11,38 – 14,28 Hz, dikarenakan pada rentang frekuensi ini untuk arah translasi terjadi penurunan getaran yang sangat baik. Grafik respon hasil dari simulasi dapat dilihat pada Gambar 3.

Pada Gambar 3(a) menunjukkan bahwa penurunan percepatan semakin meningkat dengan semakin besarnya frekuensi eksitasi yang diberikan dan cenderung konstan terhadap perubahan rasio jarak (r_L). pada arah rotasi (Gambar 3(b)), variasi jarak sangat mempengaruhi penurunan percepatan sudut sistem utama. Semakin besar rasio jarak penurunan percepatan sudutnya semakin besar. Besarnya prosentase pengurangan percepatan dan percepatan sudut pada variasi jarak dirangkum pada tabel 1.



Gambar 3. Grafik penurunan percepatan dan percepatan sudut terhadap variasi rasio jarak (r_L)

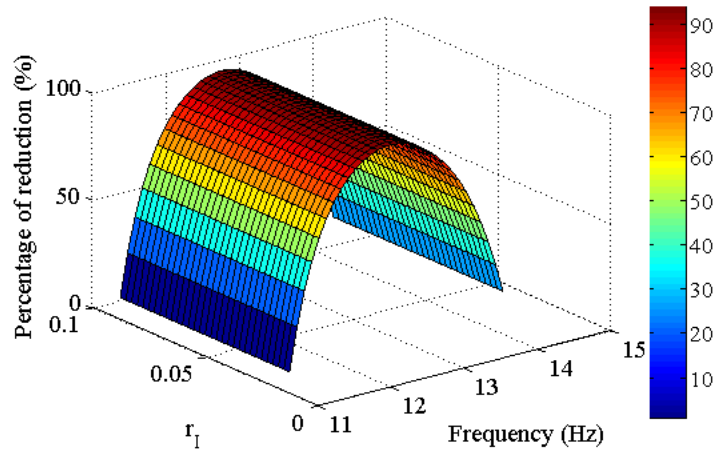
Tabel 1. Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Jarak (r_L)

Frekuensi (Hz)	Prosentase penurunan getaran pada $r_I = 1/10$					
	$r_L = 1/3$		$r_L = 1/2$		$r_L = 1$	
	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)
11.38	0.9206	-0.1841	0.9487	-85.8573	0.9234	14.7493
11.58	36.6315	-0.1774	36.632	-180.071	36.6332	14.8142
11.88	67.5824	-0.1684	67.5774	-126.844	67.5832	14.934
12.18	83.7748	-0.1642	83.7731	-79.8886	83.7752	15.077
12.48	91.8784	-0.1793	91.8779	-56.3498	91.8786	15.2309
12.78	94.1683	-0.2233	94.1681	-42.9467	94.1685	15.3878
13.08	91.1028	-0.2637	91.1025	-34.4135	91.103	15.5757
13.38	83.3218	-0.2743	83.3212	-28.5148	83.3222	15.8174
13.68	69.6842	-0.2685	69.6833	-24.2082	69.6849	16.1028
13.98	47.4775	-0.2585	47.4761	-20.9394	47.4787	16.4228
14.28	12.8246	-0.246	12.8226	-18.3785	12.8266	16.7781

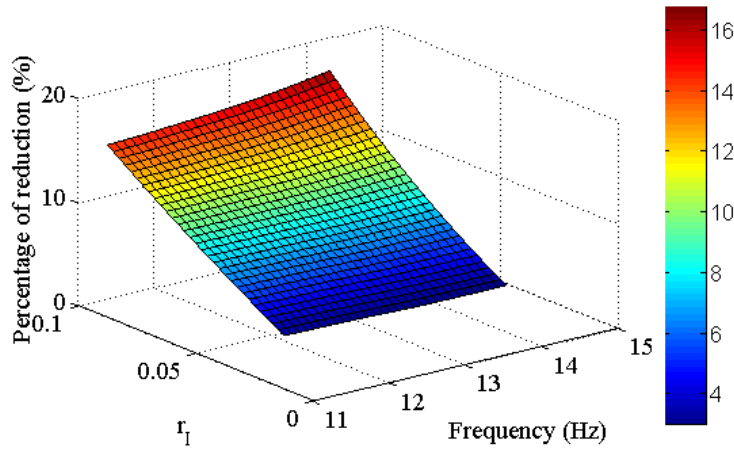
Berdasarkan tabel 1 kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada setiap jarak yang berbeda. Rasio jarak kantilever *absorber* tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1681 %, hal ini dikarenakan frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Sedangkan untuk arah rotasi variasi jarak berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika DVA dipasang pada $R_L=1$. Pada rasio jarak ini semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, prosentase pengurangan getarannya juga semakin besar. Prosentase pengurangan maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28Hz.

Dengan adanya penambahan DDVA dengan perubahan r_L pada inersia masa *absorber* yang besarnya sama, respon getaran yang terjadi sama untuk arah translasi, tidak berpengaruh terhadap kemampuan dalam mengurangi getaran system utama, dimana pada variasi jarak kantilever *absorber* respon pengurangan percepatan system sama untuk rasio inersia masa *absorber* yang sama.

Simulasi pengurangan getaran untuk variasi inersia masa *absorber* dilakukan dengan memberikan jarak $R_L = 1$ pada kantilever *absorber*. Frekuensi eksitasi yang diberikan pada rentang 11,38 Hz – 14,28 Hz. Hasil responnya ditampilkan pada Gambar 4. Pada Gambar 4(a) menunjukkan bahwa penurunan percepatan semakin meningkat dengan semakin besarnya frekuensi eksitasi yang diberikan dan cenderung konstan terhadap perubahan rasio inersia masa (R_I). pada arah rotasi (Gambar 4(b)), variasi inersia sangat mempengaruhi penurunan percepatan sudut sistem utama. Semakin besar rasio inersia masa *absorber* penurunan percepatan sudutnya semakin besar. Besarnya prosentase pengurangan percepatan dan percepatan sudut pada variasi inersia *absorber* dirangkum pada tabel 2.



(a) Arah Translasi



(b) Arah Rotasi

Gambar 4. Grafik penurunan percepatan dan percepatan sudut terhadap variasi rasio inersia (r_1)

Tabel 2. Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Inersia (r_1)

Frekuensi (Hz)	Prosentase penurunan getaran pada $r_L = 1$					
	$r_1 = 1/40$		$r_1 = 1/20$		$r_1 = 1/10$	
	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)
11.38	0.9213	3.2917	0.9219	6.8525	0.9234	14.7493
11.58	36.6319	3.2696	36.6323	6.833	36.6332	14.8142
11.88	67.5826	3.2404	67.5828	6.8114	67.5832	14.934
12.18	83.7749	3.2121	83.775	6.7944	83.7752	15.077
12.48	91.8784	3.1699	91.8785	6.7677	91.8786	15.2309
12.78	94.1684	3.1044	94.1684	6.7219	94.1685	15.3878
13.08	91.1029	3.0464	91.1029	6.6864	91.103	15.5757
13.38	83.3219	3.0211	83.322	6.6851	83.3222	15.8174
13.68	69.6844	3.0153	69.6845	6.7052	69.6849	16.1028
13.98	47.4777	3.0168	47.478	6.7349	47.4787	16.4228
14.28	12.825	3.0241	12.8254	6.7725	12.8266	16.7781

Berdasarkan tabel 2 kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada inersia massa *absorber* yang berbeda. Rasio inersia massa *absorber* tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1684 %, hal ini dikarenakan frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Sedangkan untuk arah rotasi variasi inersia massa *absorber* berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Semakin besar rasio r_1 yang diberikan maka pengurangan getarannya juga semakin besar. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika rasio $r_1 = 1/10$. Pada rasio inersia massa ini semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, prosentase pengurangan getarannya juga semakin besar. Prosentase pengurangan getaran maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28 Hz.

KESIMPULAN

Pada perubahan rasio inersia massa (r_1) untuk rentang frekuensi 11,38 Hz – 14,28 Hz, kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada inersia massa absorber yang berbeda. Rasio inersia massa absorber tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1684 %. Sedangkan untuk arah rotasi, perubahan inersia massa (r_1) berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Semakin besar rasio r_1 yang diberikan maka pengurangan getarannya juga semakin besar. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika rasio $r_1 = I_s/10$. Prosentase pengurangan getaran maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28 Hz.

DAFTAR REFERENSI

- 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.
- 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.
- Susastro, 2015, *Pengaruh Perubahan Posisi Masa SDVA dari Titik Berat Masa Utama terhadap Karakteristik Getaran Translasi & Rotasi Sistem Utama 2 DOF*, ITS, Surabaya.
- Yoshida, K., 1996, *Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation*, Proceeding of 35th Conference on Decision and Control.