



# PENGARUH PERUBAHAN POSISI MASA SDVA DARI TITIK BERAT MASA UTAMA TERHADAP KARAKTERISTIK GETARAN TRANSLASI & ROTASI SISTEM UTAMA 2 DOF

Susastro<sup>1)</sup>, Harus Laksana Guntur<sup>2)</sup>

Prodi Magister Teknik Bidang Desain Institut Teknologi Sepuluh Nopember<sup>1,2)</sup>  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Kampus Sukolilo, Surabaya 60111, Indonesia<sup>1,2)</sup>

Phone: (031)5946230, Fax: (031)5922941<sup>2)</sup>

E-mail : [sastro\\_m51@yahoo.com](mailto:sastro_m51@yahoo.com)<sup>1)</sup>, [haruslg@me.its.ac.id](mailto:haruslg@me.its.ac.id)<sup>2)</sup>

## ABSTRAK

*Pada banyak kasus, SDVA (single dynamic vibration absorber) hanya digunakan untuk mengurangi getaran translasi saja. Sementara pada kasus yang kompleks sistem juga mengalami getaran rotasi. Beberapa peneliti telah melakukan penelitian terkait penggunaan SDVA untuk mengurangi getaran translasi. Tetapi penelitian terkait penggunaan DVA untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi belum banyak dilakukan. Pada penelitian dilakukan study pengaruh perubahan posisi masa SDVA dari titik berat sistem utama terhadap karakteristik getaran translasi dan rotasi sistem utama. Penelitian dimulai dengan membangun prototype sistem getaran 2 DOF, translasi-rotasi dengan penambahan SDVA. Prototype dimodelkan secara matematis dan dilakukan simulasi untuk mengetahui perubahan karakteristik getaran yang terjadi. Dalam simulasi diberikan perubahan pada jarak lengan momen masa SDVA terhadap pusat masa sistem utama, frekuensi eksitasi dan besar masa absorber yang akan digunakan untuk mereduksi getaran. Dari penelitian ditunjukkan bahwa pemberian SDVA mampu meredam getaran arah translasi pada rasio frekuensi 1, sebesar 98,8 %. Pengurangan getaran translasi maksimum terjadi pada masa SDVA sebesar 1/10 masa sistem dan pada posisi titik berat sistem utama. Sedangkan untuk gerak rotasi, pengurangan getaran terjadi pada rasio frekuensi 0,35. Dari hasil penelitian ini juga disimpulkan bahwa semakin besar masa absorber dan jarak yang diberikan, maka prosentase pengurangan getaran rotasi menjadi semakin baik.*

*Kata kunci: Single dynamic vibration absorber, Getaran Rotasi, Getaran translasi*

## 1. Pendahuluan

Sebuah sistem yang bergerak tentunya akan mengalami getaran. Getaran yang berlebihan tentunya akan berakibat tidak baik pada sistem, sehingga diperlukanlah cara untuk mengurangi getaran yang terjadi. Beberapa cara mereduksi getaran pada sistem diantara yaitu dengan mengurangi sumber getaran dari sistem atau mengurangi efek getaran yang timbul dengan penambahan absorber. Cara lain yang cukup populer dilakukan untuk mereduksi getaran adalah dengan penambahan Dynamic Vibration Absorber (DVA). Awalnya DVA banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi untuk mengurangi efek negatif dari getaran yang diakibatkan saat bangunan mengalami gempa bumi, sebagaimana dalam penelitian Kazuo Yoshida. Meskipun telah banyak digunakan pada bangunan bertingkat namun prinsip kerja dari DVA ini tetap dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran.

Pada banyak kasus, DVA hanya digunakan untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. sementara pada kasus yang lebih kompleks seperti beam, bisa tidak hanya bergerak translasi namun juga melakukan gerak rotasi. beberapa peneliti seperti [1] dan [2] telah melakukan pengurangan getaran translasi atau rotasi pada beam, namun pengurangan getaran hanya dilakukan hanya sebatas pada salah satu arah gerak saja. getaran dari beam yang terjadi

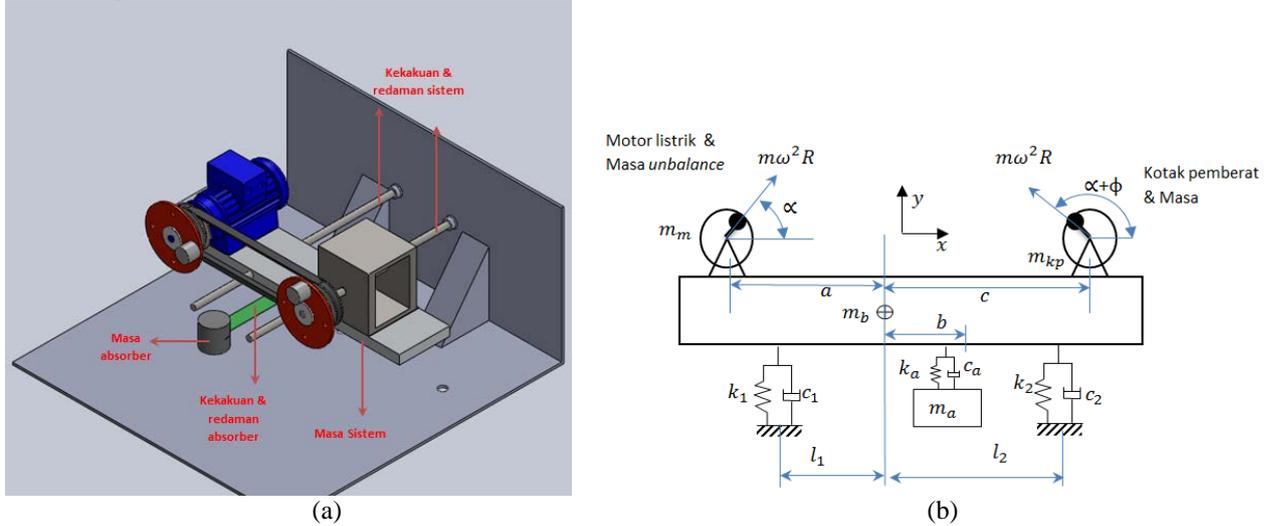
untuk dapat mengurangi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan maka [3-5] memberikan dua buah jenis masa DVA yaitu translasional DVA dan rotasional DVA. Dengan demikian penggunaan sebuah masa DVA (SDVA) untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan belum pernah dilakukan.

Dalam penelitian ini dilakukan proses mereduksi getaran arah translasi dan rotasi dari sebuah sistem utama 2 DOF. Proses reduksi getaran dilakukan dengan menambahkan SDVA pada sistem utama. Jarak antara pusat masa dari sistem utama dan DVA (panjang lengan momen  $b$ ) dilakukan perubahan untuk memperoleh getaran paling minimal dari sistem utama. Pada dasarnya penelitian ini dimulai dengan membangun prototype DVA yang terdiri dari sebuah sistem masa utama dan pegas yang ingin diredam getarannya. Sistem masa utama adalah sebuah satu kesatuan dari gabungan masa beam, masa motor, masa kotak kopling, dan juga masa dua buah disk. Kedua ujung beam dihubungkan dengan batang cantilver sebagai pengganti dari pegas-peredam. Pada kedua sisi lengan dari balok beam juga masa unbalance yang diputar oleh motor listrik sebagai sumber eksitasi sehingga timbul getaran rotasional. Untuk menciptakan getaran translasi sekaligus rotasi pada sistem, maka kedua masa unbalance diberikan sudut fasa sebesar  $90^\circ$ . Untuk meredam getaran sistem yang terjadi maka sebuah masa absorber ( $M_a$ ) dengan berat tertentu diberikan.

## 2. Metodologi

### 2.1 Penurunan Persamaan Gerak

Gambar 1 (a) berikut ini merupakan prototype DVA dengan dua derajat kebebasan yang ada pada laboratorium vibrasi dan pemodelan dinamis jurusan teknik mesin ITS.



**Gambar 1.** Bentuk fisik prototype uji DVA dan Penyederhanaan modelnya

#### Keterangan:

- |  |  |
|--|--|
| <p> <math>m</math> : masa unbalance (kg)<br/> <math>m_a</math> : masa absorber (kg)<br/> <math>m_m</math> : masa motor (kg)<br/> <math>m_p</math> : masa piringan disc (kg)<br/> <math>m_{kp}</math> : masa kotak pemberat (kg)<br/> <math>m_b</math> : masa balok <i>beam</i> (kg)<br/> <math>R</math> : jari-jari rotasi dari masa unbalance (m)<br/> <math>K_1</math> : kekakuan cantilever 1 (N/m)<br/> <math>b</math> : CG balok <i>beam</i> - cantilever <i>absorber</i> (m)<br/> <math>\omega</math> : kecepatan putaran motor (rad/s)                 </p> | <p> <math>K_2</math> : kekakuan cantilever 2 (N/m)<br/> <math>K_a</math> : kekakuan cantilever <i>absorber</i> (N/m)<br/> <math>C_1</math> : redaman cantilever 1 (N.s/m)<br/> <math>C_2</math> : redaman cantilever 2 (N.s/m)<br/> <math>C_a</math> : redaman cantilever <i>absorber</i> (N.s/m)<br/> <math>L_1</math> : Cantilever 1 – CG balok <i>beam</i> (m)<br/> <math>L_2</math> : Cantilever 2 – CG balok <i>beam</i> (m)<br/> <math>a</math> : CG balok <i>beam</i> - motor listrik (m)<br/> <math>c</math> : CG balok <i>beam</i> - kotak pemberat (m)<br/> <math>L</math> : Panjang total balok <i>beam</i> (0,53 meter)                 </p> |
|--|--|

Dari prototype DVA yang ada kemudian dilakukan penyederhanaan model sebagaimana gambar 1 (b) dan dibuat diagram benda bebas untuk menurunkan persamaan gerak sistem berdasarkan hukum Newton. Dalam penelitian ini terdapat tiga persamaan gerak yang diperoleh dari sistem utama dan masa absorber, yaitu translasi dari absorber ( $Y_a$ ), translasi vertikal dari sistem utama ( $Y_s$ ) dan rotasi dari sistem utama ( $\theta$ ). Dari persamaan gerak yang diperoleh kemudian diturunkan persamaan *state variable* yang kemudian digunakan untuk membangun blok diagram *Simulink*. Persamaan *state variable* tersebut adalah sebagai berikut :

$$\ddot{y}_a = \frac{1}{M_a} [C_a \dot{y}_s - C_a b \dot{\theta} + k_a y_s - k_a b \theta - C_a \dot{y}_a - k_a y_a] \dots \dots \dots (1)$$

$$\ddot{y}_s = \frac{1}{m_s} [m \omega^2 R \sin \alpha + m \omega^2 R \sin(\alpha + 90) + C_a \dot{y}_a + k_a y_a - (C_1 + C_2 + C_a) \dot{y}_s - (k_1 + k_2 + k_a) y_s - (C_1 l_1 - C_2 l_2 - C_a b) \dot{\theta} - (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_a b) \theta] \dots \dots \dots (2)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I} [(-C_1 l_1 + C_2 l_2 + C_a b) \dot{y}_s + (-k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_a b) y_s - C_a b \dot{y}_a - k_a b y_a - m c \omega^2 R \sin(\alpha + 90) + m a \omega^2 R \sin(\alpha) - (C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2 + C_a b^2) \dot{\theta} - (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_a b^2) \theta] \dots \dots \dots (3)$$

Dengan mengasumsikan gaya arah horizontal (sumbu X) memiliki pengaruh yang kecil, maka inputan eksitasi yang digunakan dalam simulasi merupakan fungsi sinusoidal. Berikut ini merupakan input yang berasal dari motor

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega \cdot t) \dots \dots \dots (4)$$

Untuk sisi kotak pemberat, maka eksitasi yang terjadi memiliki perbedaan fasa 90° terhadap sisi motor. Berikut merupakan eksitasi simulasi yang berasal dari masa *unbalance* pada sisi kotak pemberat.

$$F_2 = m \omega^2 R \sin(\alpha + 90) \dots \dots \dots (5)$$

## 2.2 Parameter Simulasi

Nilai parameter yang digunakan dalam simulasi merupakan parameter yang berasal dari *prototype* DVA dan diperoleh dengan cara mengukur. Untuk inersia dari sistem diperoleh dengan menggunakan software *solidwork*. Berikut merupakan nilai parameter yang digunakan dalam simulasi:

$m_s$	: 13,88 Kg	$k_1$	: 38.800 N/m	$a$	: 0,06 meter
$m_m$	: 5 Kg	$k_2$	: 38.800 N/m	$c$	: 0,06 meter
$m_{kp}$	: 5 Kg	$c_1$	: 49,7 N.s/m	$l_1$	: 0,145 meter
$m$	: 0,14 Kg	$c_2$	: 49,7 N.s/m	$l_2$	: 0,145 meter
$m_b$	: 3,88 Kg	$c_a$	: 1,75 N.s/m	$R$	: 0,045 meter
$I$	: 0,401 Kg.m <sup>2</sup>			$L$	: 0,530 Meter

Untuk besar masa absorber ( $m_a$ ) dalam penelitian ini dilakukan perubahan antara antara  $m_s/40$  hingga  $m_s/10$ . Sedangkan untuk kekakuan absorber juga dilakukan perubahan dengan faktor perkalian yang sama dengan yang digunakan dalam masa absorber, yaitu antara  $k_s/40$  hingga  $k_s/10$ .

## 2.3 Simulasi

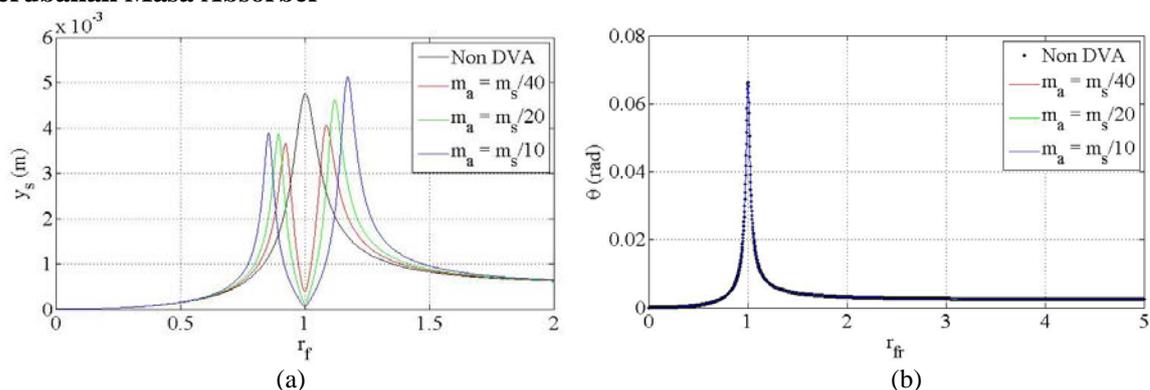
Dengan semua parameter dan persamaan state variable yang ada kemudian dilakukan simulasi dengan matlab. simulasi dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui RMS respon getaran dari sistem utama baik sebelum dan setelah pemberian masa absorber (SDVA). Begitulah proses ini dilakukan dengan memvariasikan nilai frekuensi dari gaya eksitasi dan lengan momen  $b$  (jarak pusat masa sistem utama terhadap masa absorber).

Adapun variasi frekuensi dilakukan pada range 0 Hz hingga 30 Hz yang merupakan daerah frekuensi rentan kerja dari motor listrik, sementara untuk lengan momen  $b$  divariasikan antara 0 m hingga 0,265 m yang merupakan setengah dari panjang total beam. Untuk melakukan variasi nilai frekuensi dan lengan momen  $b$ , maka perlu dibangun sebuah program pada *comand editor simulink* terlebih dahulu. Setiap variasi nilai lengan momen  $b$  dan frekuensi motor disimulasikan dengan memberikan tiga nilai masa absorber yang berbeda. Adapun masa absorber yang digunakan adalah  $m_s/10$ ,  $m_s/20$ , dan  $m_s/40$ .

Untuk mendapatkan grafik karakteristik sistem maka dalam hasil simulasi yang diperoleh dilakukan beberapa normalisasi. Rasio lengan ( $r_l$ ) merupakan hasil normalisasi antara lengan momen  $b$  terhadap jarak pusat masa beam kepada cantilever ( $l_1$ ). Rasio frekuensi translasi ( $r_f$ ) merupakan hasil normalisasi frekuensi eksitasi terhadap frekuensi natural arah translasi. Sedangkan rasio frekuensi rotasi ( $r_{fr}$ ) merupakan hasil normalisasi antara frekuensi eksitasi terhadap frekuensi arah rotasi sistem.

## 3. Hasil dan Pembahasan

### 3.1 Perubahan Masa Absorber



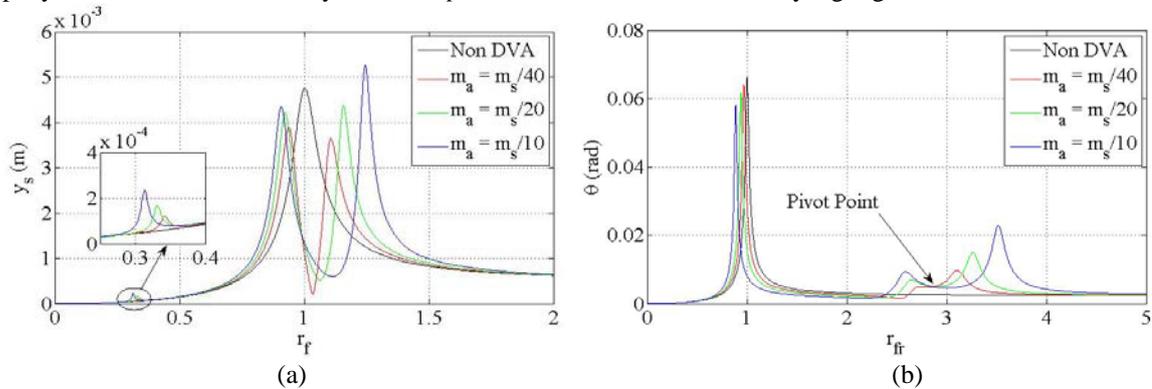
Gambar 2. Perubahan karakteristik dengan perubahan  $m_a$  untuk  $r_l = 0$  (a) Translasi (b) Rotasi

Dari gambar 2 tampak bahwa jumlah resonansi yang terjadi pada gerak translasi dan rotasi berbeda. Perbedaan jumlah resonansi dari kedua jenis gerak ini dikarenakan pemberian masa *absorber* pada posisi ini mengakibatkan antara gerak translasi dan rotasi dari sistem tidak saling mempengaruhi (*uncouple*). Dengan demikian penambahan masa absorber pada pusat masa dari sistem utama ( $r_l = 0$ ) tidaklah mempengaruhi gerak arah rotasi dari sistem, namun hanya mempengaruhi gerak arah translasi dari sistem.

Beberapa perubahan yang nampak karena variasi masa absorber yang diberikan pada sistem utama antara lain seperti: berubahnya jarak antar resonansi dan berubahnya nilai RMS displacement sistem saat *antiresonansi* terjadi. Pada gambar 2 (a) diperlihatkan bahwa semakin besar masa absorber yang diberikan maka daerah range penurunan getaran pada  $r_f=1$  menjadi semakin besar. Hal ini tentu akan menjadi keuntungan tersendiri karena daerah operasi yang dapat digunakan pada sistem utama tentu akan menjadi lebih lebar.

Efek lain dari semakin besarnya pemberian masa absorber pada sistem adalah semakin rendahnya nilai RMS

displacement saat terjadi antiresonansi ( $r_f = 1$ ). Adapun RMS displacement terendah adalah sebesar 0,00006 m yang diperoleh saat sistem diberikan masa absorber sebesar  $\frac{1}{10}m_s$ . Ketika masa absorber yang diberikan pada sistem semakin besar, maka inersia yang dimiliki oleh masa absorber akan menjadi lebih besar. Dengan semakin besarnya inersia yang dimiliki oleh absorber maka kemampuan SDVA untuk melawan arah gerak dari sistem utama akan semakin besar. Hal inilah penyebab dari semakin kecilnya RMS displacement saat masa absorber yang digunakan semakin besar.



Gambar 3. Perubahan karakteristik dengan perubahan  $m_a$  untuk  $r_l = 4,22$  (a) Translasi (b) Rotasi

Dengan memberikan masa absorber pada  $r_l = 4,42$  maka mengakibatkan adanya hubungan yang saling berkaitan antara gerak translasi dan rotasi. gerak translasi akan mempengaruhi respon gerak rotasi dan gerak rotasi juga akan mempengaruhi respon gerak translasi. Resonansi pertama sebagaimana terlihat pada gambar 3 (s) lebih dikarenakan oleh pengaruh angular displacement saat resonansi arah rotasi terjadi, sehingga diperoleh tiga buah puncak pada RMS displacement.

Pemberian besar masa absorber yang berbeda akan memberikan efek perubahan yang berbeda pula terhadap grafik RMS displacement. Beberapa efek perubahan pada RMS displacement karena perubahan besar masa absorber adalah: berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga, berubahnya nilai RMS displacement sistem saat resonansi terjadi, berubahnya posisi antiresonansi, dan berubahnya RMS displacement saat terjadi antiresonansi.

Semakin besar masa absorber yang diberikan pada sistem utama maka jarak antara resonansi kedua dan ketiga pada gerak translasi akan semakin lebar. Melebarnya jarak antar resonansi berarti juga bahwa range frekuensi dimana terjadi penurunan getaran arah translasi juga semakin melebar. Kondisi ini tentunya akan lebih menguntungkan, karena daerah operasi sistem menjadi semakin lebar. Adapun resonansi kedua dan ketiga dari sistem untuk nilai  $m_a = m_s / 40$  terjadi pada  $r_f = 0,9403$  dan  $r_f = 1,107$ . Untuk  $m_a = m_s / 20$  terjadi pada  $r_f = 0,9243$  dan  $r_f = 1,158$ . Sedangkan untuk  $m_a = m_s / 10$  resonansi kedua dan ketiga terjadi pada  $r_f = 0,9084$  dan  $r_f = 1,245$ .

Pada gambar grafik hasil simulasi diperlihatkan pula bahwa semakin besar masa absorber yang diberikan maka besar RMS displacement saat terjadinya resonansi akan semakin tinggi. Baik resonansi pertama, kedua maupun ketiga akan mengalami kenaikan nilai RMS displacement apabila masa absorber semakin besar. RMS displacement untuk frekuensi natural ketiga pada  $m_a = m_s / 10$  bahkan malah lebih tinggi dibandingkan RMS displacement saat sistem tanpa diberi DVA sebagaimana gambar 3 (a). hal ini dikarenakan ketika masa absorber yang digunakan semakin besar, maka inersia yang dibawa oleh masa absorber tersebut juga akan menjadi semakin besar. Sehingga ketika terjadi interferensi destruktif antara masa absorber dan gerak translasi sistem utama, maka nilai displacement dari sistem utama akan menjadi semakin besar.

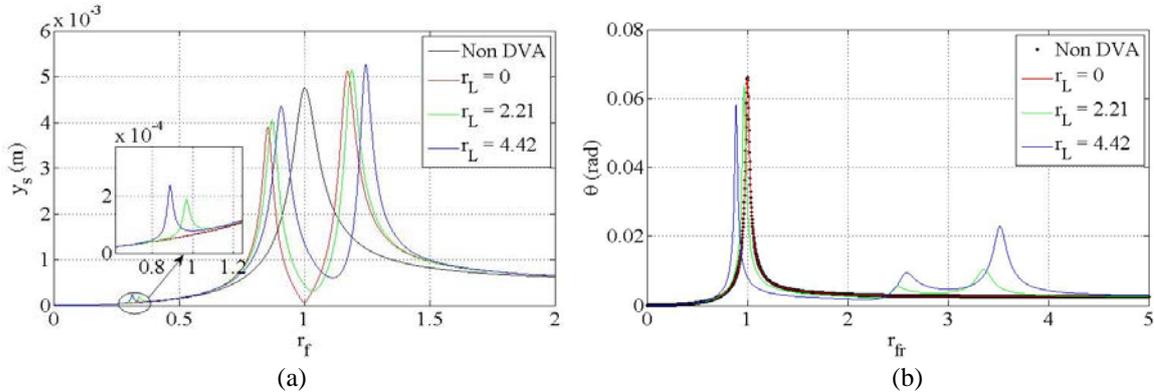
Perubahan besar masa absorber juga mengakibatkan bergesernya rasio frekuensi dari antiresonansi dan nilai RMS displacement saat antiresonansi terjadi. Semakin besar masa absorber yang digunakan maka antiresonansi terjadi pada rasio frekuensi yang lebih besar sebagaimana pada gambar 3 (a). Nilai RMS displacement dari antiresonansi juga terlihat semakin besar seiring dengan semakin besarnya masa absorber yang digunakan. Untuk masa absorber  $m_s / 40$  RMS displacement bernilai 0,0002094 m yang terjadi pada  $r_f = 1,034$ , sedangkan untuk masa absorber sebesar  $m_s / 20$  diperoleh nilai RMS displacement sebesar 0,0005241 m yang terjadi pada  $r_f = 1,064$ . Untuk masa absorber sebesar  $m_s / 10$  RMS displacement minimal adalah sebesar 0,0006014 yang terjadi pada  $r_f = 1,114$ . Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS displacement dengan  $r_l = 4,42$ .

Perubahan masa absorber juga memberikan perubahan dalam hasil RMS angular displacement yang dihasilkan. Berdasarkan gambar 4.35 terdapat beberapa efek perubahan pada RMS angular displacement yang cukup nampak karena perubahan besar masa absorber, diantaranya adalah: berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga dan berubahnya nilai RMS displacement sistem saat resonansi terjadi.

Ketika sistem tanpa DVA, gerak arah rotasi dari sistem utama hanya mengalami sekali resonansi saja yang terjadi pada  $r_{fr} = 1$ . Namun Akibat terkopelnya sistem setelah pemberian masa absorber mengakibatkan gerak rotasi sistem mengalami 3 kali resonansi yang ditunjukkan dengan 3 buah puncak RMS angular displacement. Resonansi kedua dan ketiga lebih banyak diakibatkan oleh gerak translasi, sehingga angular displacement untuk frekuensi yang berada disekitar kedua frekuensi resonansi ini akan menjadi lebih besar dibandingkan ketika tanpa pemberian DVA (gambar 3 (b)). Hal inilah yang mengakibatkan nilai RMS angular displacement untuk resonansi kedua dan ketiga pada gerak rotasi

ini memiliki sifat yang sama dengan resonansi kedua dan ketiga untuk gerak translasi ketika diberikan masa absorber yang bervariasi. Semakin besar masa absorber yang diberikan, maka jarak  $r_{fr}$  antar resonansi kedua dan ketiga akan menjadi semakin lebar dan memiliki nilai RMS angular displacement yang juga semakin tinggi.

### 3.1 Perubahan Rasio Lengan



Gambar 4. Perubahan karakteristik dengan perubahan  $r_l$  untuk  $m_a = m_s/10$  (a) Translasi (b) Rotasi

Agar dapat mengetahui pengaruh perubahan rasio lengan ( $r_l$ ) untuk masa absorber yang sama maka dalam penelitian ini dilakukan perbandingan respon getaran untuk  $m_a = \frac{1}{10}m_s$ . Secara umum, dari grafik hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4 (a) dan 4 (b) terdapat beberapa perbedaan antara grafik yang diperoleh ketika sistem tidak diberikan masa tambahan, sistem diberikan masa tambahan pada posisi pusat masanya dan sistem diberikan masa tambahan tidak pada pusat masanya. Beberapa perbedaan itu diantaranya adalah seperti jumlah frekuensi natural teredam ( $\omega_d$ ) yang tampak pada grafik, jarak antar resonansi, besarnya respon getaran pada saat resonansi terjadi, dan range frekuensi dimana terjadi penurunan respon getaran.

Penambahan masa DVA pada sistem utama tentu menambah jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama. Saat sistem diberi frekuensi yang sama dengan  $\omega_d$  ini maka sistem akan menunjukkan respon getaran yang maksimum (resonansi). Sebagaimana dalam grafik hasil simulasi, pemberian masa absorber pada pusat masa sistem utama ( $r_l = 0$ ) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada  $r_f = 0,8571$  dan  $r_f = 1,168$ . Sementara untuk *resonansi* dari *angular displacement* tetap berjumlah satu buah sebagaimana terlihat oleh grafik berwarna merah pada gambar 4 (b) dan terjadi pada rasio frekuensi yang sama dengan ketika sistem tanpa DVA. Perbedaan jumlah  $\omega_d$  antara hasil simulasi pada arah translasi dan rotasi ini diakibatkan oleh tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi.

Tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi dari sistem utama dengan DVA juga dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrix *eigen value* dari sistem. Dalam kasus ini nilai lengan momen ( $b$ ) adalah nol, sehingga nilai  $k_a \cdot b$  menjadi nol pula. Untuk  $k_a \cdot b$  dengan nilai nol pada matrix *eigen value* dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari masa *absorber*, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama. Begitu pula berlaku sebaliknya untuk gerak rotasi sistem utama sehingga diperoleh sebuah resonansi untuk *angular displacement*.

Untuk sistem utama dengan masa *absorber* yang tidak lagi diletakan pada pusat berat sistem utama maka nilai  $k_a \cdot b$  tidak lagi bernilai nol, sehingga sistem menjadi terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi. Resonansi *displacement* untuk nilai  $r_l = 2,21$  terjadi pada  $r_f = 0,3445$ ;  $r_f = 0,8739$ ; dan  $r_f = 1,193$ . Sedangkan untuk  $r_l = 4,42$  terjadi pada  $r_f = 0,3109$ ;  $r_f = 0,9075$  dan  $r_f = 1,244$ . Respon *angular displacement* maksimum dengan  $r_l = 2,21$  terjadi pada  $r_{fr} = 0,976$ ;  $r_{fr} = 2,499$  dan  $r_{fr} = 3,357$ , sedangkan untuk  $r_l = 4,42$  terjadi pada  $r_{fr} = 0,8808$ ;  $r_{fr} = 2,595$  dan  $r_{fr} = 3,525$ .

Dari grafik hasil simulasi juga ditunjukkan bahwa semakin besar rasio lengan momen ( $r_l$ ) yang diberikan maka resonansi pertama akan berada pada frekuensi yang lebih rendah. Sedangkan untuk resonansi kedua dan ketiga justru akan berada pada rasio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar. Dengan demikian jarak antara resonansi kedua dan pertama akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.

Apabila dibandingkan dari kedua grafik (gambar 4.a dan 4.b) adanya perubahan rasio lengan momen ( $r_l$ ) selain merubah letak dan jumlah dari resonansi, ternyata juga dapat merubah besarnya RMS respon saat resonansi tersebut terjadi. Pada gambar 4.9 terlihat bahwa semakin besar nilai  $r_l$  yang diberikan maka nilai RMS *displacement* yang terjadi untuk setiap resonansi sistem yang terjadi akan semakin tinggi. Kondisi ini berlaku baik untuk resonansi yang pertama, kedua maupun ketiga. Adapun nilai RMS *displacement* pada saat resonansi pertama untuk nilai  $r_l = 2,21$  dan  $r_l = 4,42$  masing- masing adalah 0,0001718 m dan 0,0002107 m. Untuk resonansi kedua nilai RMS *displacement* pada  $r_l = 2,21$  dan  $r_l = 4,42$  masing-masing adalah 0,004046 m dan 0,004357 m. Sedangkan untuk resonansi ketiga, perubahan nilai  $r_l$

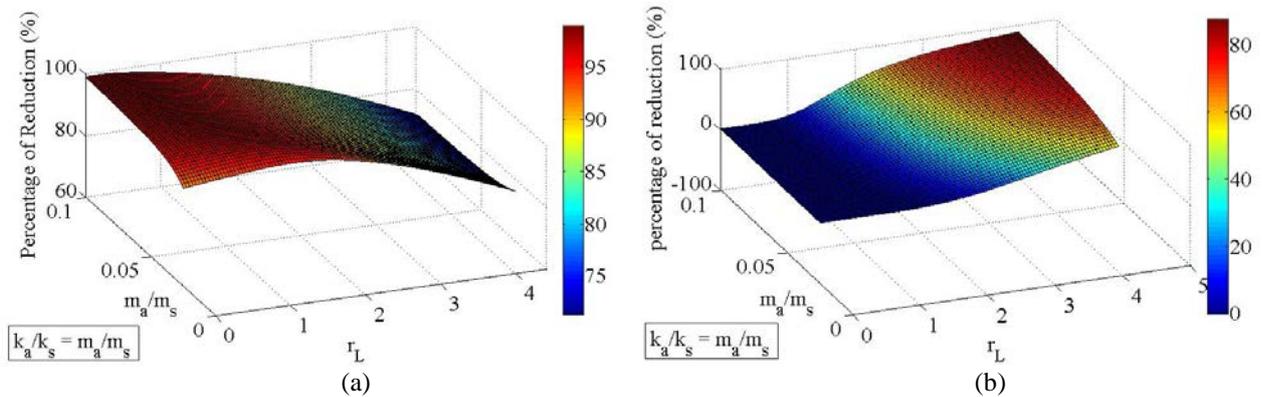
dari 2,21 menjadi 4,42 merubah nilai RMS displacement dari 0,005104 m menjadi 0,005254 m.

### 3.3 Pengurangan Getaran

Dalam pembahasan sebelumnya terlihat bahwa penambahan masa absorber mampu mengurangi getaran translasi pada rasio frekuensi  $r_f = 1$ . Pengurangan getaran arah rotasi lebih dikarenakan oleh timbulnya antiresonansi pada daerah resonansi sistem tanpa DVA. Sedangkan pada arah rotasi penurunan getaran lebih dikarenakan oleh bergesernya resonansi sistem kepada  $r_{fr}$  yang lebih rendah, sehingga terjadilah pengurangan getaran pada  $r_{fr} = 1$ . Setiap perubahan dari masa absorber dan rasio lengan yang diberikan juga mengakibatkan besar penurunan yang berbeda pada gerak translasi maupun rotasi sistem.

Gambar 5 (a) merupakan grafik pengurangan getaran translasi pada rasio frekuensi translasi 1, dengan perubahan rasio lengan momen dan perubahan masa absorber. Dari gambar tersebut terlihat bahwa pada  $r_l$  yang besar, prosentase pengurangan getaran translasi menjadi semakin tinggi apabila diberikan masa absorber yang lebih kecil. Namun untuk  $r_l$  yang semakin besar, maka prosentase pengurangan getaran translasi optimum terjadi ketika diberikan masa absorber yang lebih besar.

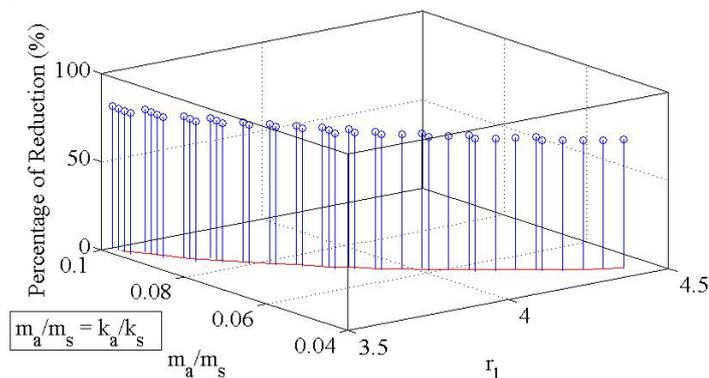
Pada masa absorber sebesar  $m_s/40$ , reduksi getaran optimum terjadi pada  $r_l = 0,34$  dengan besar reduksi getaran translasi sebesar 94,77%. Dengan semakin besarnya masa absorber yang diberikan maka titik optimum pengurangan getaran translasi menjadi semakin bergeser kepada rasio lengan momen yang lebih kecil. Pengurangan getaran translasi tertinggi terjadi untuk masa absorber sebesar  $m_s/10$ , yang terjadi pada  $r_l = 0,04$  dengan nilai reduksi getaran sebesar 98,82%.



Gambar 5. Pengurunga getaran translasi (a) rotasi (b)

Grafik pengurangan getaran rotasi pada rasio frekuensi rotasi 1, dengan perubahan rasio lengan momen dan perubahan masa absorber ditunjukkan sebagaimana gambar 5 (b). Untuk pemberian lengan momen nol pemberian masa sebesar apapun tetap tidak terjadi penurunan getaran rotasi sistem. Hal ini dikarenakan tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi sistem, sehingga pemberian masa absorber tidak berpengaruh sama sekali terhadap getaran rotasi. Dari gambar tersebut terlihat bahwa prosentase pengurangan getaran arah rotasi akan semakin tinggi dengan semakin besarnya rasio lengan dan masa absorber yang diberikan. Adapun pengurangan getaran rotasi yang paling optimum dari hasil simulasi yang dilakukan ini adalah sebesar 95,71 % yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar  $m_s/10$  pada  $r_l = 1$ .

### 3.3 Optimasi Pengurangan Getaran



Gambar 6. Optimasi pengurangan getaran translasi-rotasi



Untuk mengetahui penurunan getaran yang optimum untuk getaran translasi sekaligus rotasi, maka dilakukan perpotongan antara grafik surface yang didapatkan pada gambar 5 (a) dan 5 (b). Dari proses perpotongan ini diperoleh sebuah garis yang merupakan gabungan dari titik-titik yang memiliki nilai prosentase penurunan getaran terbaik untuk gerak translasi sekaligus rotasi, sebagaimana dalam gambar 6. Titik-titik pada gambar 6 ini memiliki besar penurunan getaran yang terjadi adalah antara 72% hingga 82%. Dari tersebut juga terlihat bahwa penurunan getaran terbaik terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar  $m_s/10$  dengan posisi peletakan absorber pada  $r_l = 3,5$ . Adapun penurunan translasi dan rotasi yang diperoleh pada posisi ini adalah sebesar 80,533%.

#### 4. Kesimpulan

- Penurunan getaran maksimum pada resonansi mode pertama ( $r_{f1}=1$ ) adalah sebesar 87,51% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar  $m_s/10$  dengan  $r_l = 4,42$ .
- Penurunan getaran maksimum pada resonansi mode kedua ( $r_{f2}=1$ ) adalah sebesar 98,8% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar  $m_s/10$  dengan  $r_l = 0$ .
- Penurunan getaran translasi dan rotasi yang paling optimum adalah sebesar 80,5% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar  $m_s/10$  dengan  $r_l = 3,5$ .
- Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukkan daerah pengurangan getaran translasi menjadi semakin lebar bila masa yang diberikan semakin besar.

Ucapan terimakasih kepada beasiswa *fresh graduate* ITS yang telah memberikan sumber dana bagi penulis selama menempuh program magister.

#### 5. Daftar Pustaka

- [1] Samani, Farhas S.2010. "Vibration reduction of beam under successive traveling loads by mean of linear and nonlinear absorber". Science Direct Journal Sound and Vibration. 2273-2290.
- [2] Krenk, Steen.2013. "tuned mass absorber on a fleksible structure". Science Direct Journal Sound and Vibration. 1577-1595
- [3] wong w.o. 2007 "design of a dynamic vibration absorber for vibration isolation of beam under point of distribution". Science direct journal of sound and vibration 898-908.
- [4] Latas, Weldemar. 2014. Optimum Tuning of the Tunable Translational-Rotational Dynamic Absorber in Global Vibration Control Problem in Beam. Journal of Civil Engineering, Environment and Architecture. 107-118.
- [5] Najafi, M. 2009. Optimization design of beam vibration absorber under point harmonic excitation. IEEE proceeding.