

Studi Parameter Sistem Peredam Getaran Dinamik Tipe *Dual-beam*

Zulhendri H.

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung, Bandar Lampung, Indonesia

Email zulhendri.h@eng.unila.ac.id

Abstrak

Peredam getaran dinamik (*Dynamic Vibration Absorber; DVA*) merupakan perangkat kontrol getaran yang biasanya terdiri atas sebuah massa, pegas, dan *dashpot*. *DVA* berfungsi sebagai penyerap energi getaran struktur utama (struktur yang diredam). Para peneliti telah melakukan kajian dalam perancangan dan penerapan sistem *DVA* satu derajat kebebasan, namun penggunaan struktur kontinu (derajat kebebasan banyak) sebagai *DVA* belumlah lazim (Dahlberg, 1988).

Dalam studi ini dikaji sistem *DVA* tipe *dual-beam* yang terdiri atas dua batang kantilever yang disatukan sebuah pegas-*dashpot*, *DVA* tipe *dual-beam* ini disambungkan menggunakan tumpuan jepit (*clamped*) ke struktur utama. Kajian ini bertujuan untuk melihat efektivitas *DVA* tipe *dual-beam* serta parameternya, seperti; rasio massa, frekuensi, kekakuan pegas, koefisien redaman, serta lokasi penempatan pegas-*dashpot* pada batang kantilever, rasio dari dua massa kantilever juga divariasikan. Sistem *DVA* tipe *dual-beam* yang dijepitkan pada struktur utama dimodelkan secara matematik, dan fungsi disipasi (*dissipation function*) diturunkan menggunakan metode energi serta persamaan gerak disusun dalam bentuk matriks, sehingga diperoleh persamaan respon untuk menghitung amplitudo struktur utama.

Untuk model yang dikaji terlihat peningkatan efektivitas *DVA* tipe *dual-beam* dapat dicapai melalui variasi beberapa parameter seperti dengan menempatkan pegas-*dashpot* di tengah sampai ke ujung batang kantilever, memilih koefisien redaman tidak lebih rendah dari 0,1 N.s/m dan koefisien pegas tidak lebih besar dari 10 N/m, memilih rasio frekuensi batang dekat dengan 1 (satu) serta memilih rasio batang kantilever yang sesuai.

Kata Kunci : *Dynamic vibration absorber*, derajat kebebasan banyak, kantilever, struktur kontinu

Pendahuluan

Getaran struktur dan mesin sulit untuk dihindari, hal ini terjadi karena setiap benda yang memiliki massa dan kekakuan akan mampu bergetar (Thomson, 1993). Usaha untuk meminimalisir getaran serta akibat negatif yang ditimbulkannya menjadi perhatian besar para peneliti. Salah satu teknik peredam getaran yaitu dengan menambahkan peredam getaran sehingga struktur utama dapat diredam sekecil mungkin, sedangkan sistem getaran yang ditambahkan (seperti sistem pegas massa) pada struktur utama dibiarkan bergetar. Sistem ini dikenal dengan sistem peredam dinamik (*dynamic vibration absorber, DVA*) (Dimaragonas, 1992). Biasanya, penemuan *DVA* dikaitkan dengan nama Frahm, di mana pada tahun 1909 pertama kali mengusulkan paten rancangan *DVA* (Korenev, 1993).

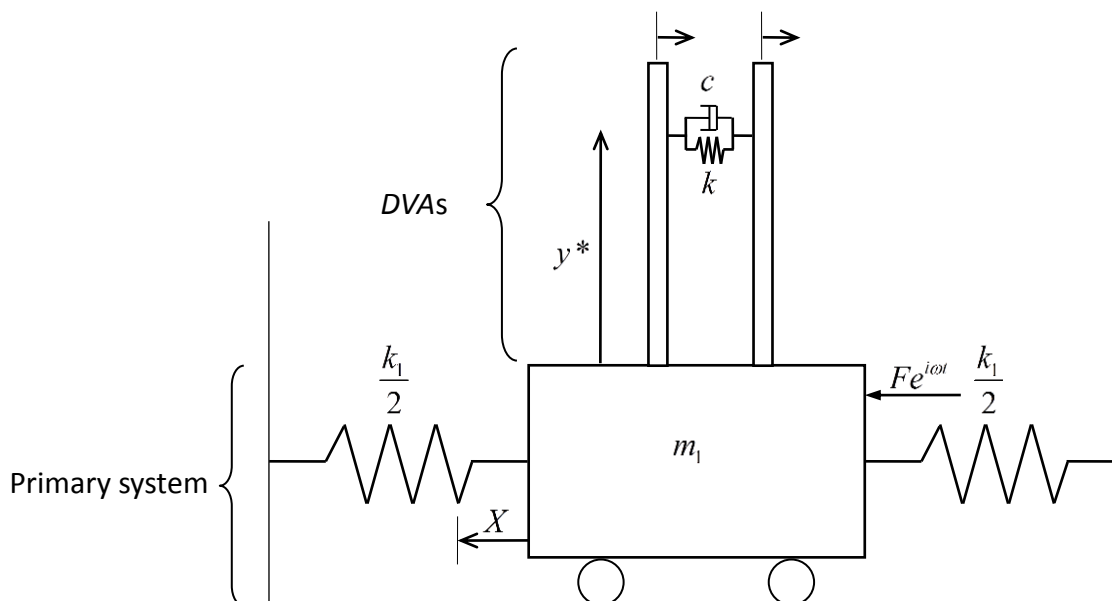
Secara umum *DVA* terdiri atas sebuah massa penambah yang disambungkan pegas-*dashpot* pada struktur utama. Selain sistem pegas-massa, sistem batang kantilever juga dapat digunakan sebagai *DVA*. Batang kantilever dapat didekati sebagai benda kaku dengan massa terpusat (satu derajat kebebasan). Analisis batang kantilever sebagai sistem diskrit (derajat kebebasan banyak, *multi-degree of freedom*) juga telah dikaji peneliti, namun penggunaan struktur kontinu dengan derajat kebebasan banyak sebagai *DVA* belumlah lazim (Dahlberg, 1988).

Dalam penelitian ini, dilakukan kajian efektifitas *DVA* tipe *dual-beam* sebagai peredam model stuktur utama satu derajat kebebasan. Paramater penyerapan getaran meliputi; rasio massa, rasio frekuensi, kekakuan pegas, koefisien redaman, dan lokasi pegas-*dashpot* pada kantilever. Rasio massa antara batang kantilever juga divariasikan.

Pemodelan matematik

Struktur utama (*primary system*) dimodelkan sebagai sistem pegas massa tak teredam satu derajat kebebasan. *DVA* tipe *dual-beam* terdiri atas dua batang kantilever dengan sebuah pegas-*dashpot* yang ditempelkan pada struktur utama, seperti terlihat pada Gambar 1 berikut.

$$w_b(y, t) \quad \tilde{w}_b(y, t)$$



Gambar 1. Sistem DVA tipe dual-beam

Persamaan gerak diturunkan menggunakan metode energi, di mana energi kinetik sistem dinyatakan dalam bentuk,

$$T = \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 + \frac{1}{2} \int_0^{L_1} \rho_1 A_1 \left(\frac{\partial w_b(y)}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 dy + \frac{1}{2} \int_0^{L_2} \rho_2 A_2 \left(\frac{\partial \tilde{w}_b(y)}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 dy \quad \dots (1)$$

Energi potensial dinyatakan sebagai berikut,

$$V = \frac{1}{2} k_1 x^2 + \frac{1}{2} \int_0^{L_1} E_1 I_1 \left(\frac{\partial^2 w_b}{\partial y^2} \right)^2 dy + \frac{1}{2} \int_0^{L_2} E_2 I_2 \left(\frac{\partial^2 \tilde{w}_b}{\partial y^2} \right)^2 dy + \frac{1}{2} k (w_b(y) - \tilde{w}_b(y))^2 \Big|_{y=y^*} \quad \dots (2)$$

Fungsi disipasi Rayleigh akibat peredam viskos dinyatakan dalam bentuk,

$$D = \frac{1}{2} c (\dot{w}_b(y) - \dot{\tilde{w}}_b(y))^2 \Big|_{y=y^*} \quad \dots (3)$$

Gaya eksitasi harmonik dinyatakan sebagai,

$$Q_x = F e^{i\omega t} \quad \dots (4)$$

Simpangan didekati dengan metode ekspansi modal, sehingga dapat dinyatakan sebagai berikut,

$$w_b(y, t) = \sum_{p=1}^m \eta_p(t) W_p(y) \quad \dots (5)$$

$$\tilde{w}_b(y, t) = \sum_{r=1}^n \varphi_r(t) \tilde{W}_r(y) \quad \dots (6)$$

Di mana η_p dan φ_p merupakan koordinat umum; $p = 1, 2, \dots, m$ dan $r = 1, 2, \dots, n$

Substitusi Pers. (5) dan (6) ke dalam Pers. (1), (2) dan (3) diperoleh

$$T = \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 + \frac{1}{2} \int_0^{L_1} \rho_1 A_1 \left(\sum_{p=1}^m \dot{\eta}_p(t) W_p(y) + \dot{x} \right)^2 dy + \frac{1}{2} \int_0^{L_2} \rho_2 A_2 \left(\sum_{r=1}^n \dot{\phi}_r(t) \tilde{W}_r(y) + \dot{x} \right)^2 dy \quad \dots (7)$$

$$V = \frac{1}{2} k_1 x^2 + \frac{1}{2} \int_0^{L_1} E_1 I_1 \left(\sum_{p=1}^m \eta_p(t) W_p''(y) \right)^2 dy + \frac{1}{2} \int_0^{L_2} E_2 I_2 \left(\sum_{r=1}^n \phi_r(t) \tilde{W}_r''(y) \right)^2 dy \quad \dots (8)$$

$$+ \frac{1}{2} k \left(\sum_{p=1}^m \eta_p(t) W_p(y) - \sum_{r=1}^n \phi_r(t) \tilde{W}_r(y) \right)^2 \Bigg|_{y=y^*}$$

$$D = \frac{1}{2} c \left(\sum_{p=1}^m \dot{\eta}_p(t) W_p(y) - \sum_{r=1}^n \dot{\phi}_r(t) \tilde{W}_r(y) \right)^2 \Bigg|_{y=y^*} \quad \dots (9)$$

Dengan menerapkan persamaan Lagrange diperoleh

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad \dots (10)$$

Persamaan gerak pertama dapat ditulis sebagai berikut

$$\left(m_1 + \int_0^{L_1} \rho_1 A_1 dy + \int_0^{L_2} \rho_2 A_2 dy\right) \ddot{x} + \int_0^{L_1} \rho_1 A_1 \sum_{p=1}^m \ddot{\eta}_p(t) W_p(y) dy + \int_0^{L_2} \rho_2 A_2 \sum_{r=1}^n \ddot{\phi}_r(t) \tilde{W}_r(y) dy + k_1 x = F e^{i\omega t} \quad \dots (11)$$

Penyederhanaan dalam bentuk matriks dapat dinyatakan sebagai,

$$(m_1 + m_2 + m_3)_{1 \times 1} (\ddot{x})_{1 \times 1} + \{m_{2p}\}_{1 \times m} \{\ddot{\eta}_p\}_{m \times 1} + \{m_{3r}\}_{1 \times n} \{\ddot{\phi}_r\}_{n \times 1} + \{k_1\}_{1 \times 1} \{x\}_{1 \times 1} = \{F\}_{1 \times 1} e^{i\omega t} \quad \dots (12)$$

Dengan cara yang sama seperti di atas, diperoleh persamaan gerak ke-2 dan ke-3, sehingga bentuk matriks global persamaan gerak dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\begin{bmatrix} (m_1 + m_2 + m_3)_{1 \times 1} & \{m_{2p}\}_{1 \times m} & \{m_{3r}\}_{1 \times n} \\ \{m_{2p}\}^T & [m_{2pq}]_{m \times m} & \mathbf{0} \\ \{m_{3r}\}^T & \mathbf{0} & [m_{3rq}]_{n \times n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (\ddot{x})_{1 \times 1} \\ \{\ddot{\eta}_p\}_{m \times 1} \\ \{\ddot{\phi}_r\}_{n \times 1} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & [c_{2pq}]_{m \times m} & -[c_{2rq}]_{m \times n} \\ \mathbf{0} & -[c_{3pq}]_{n \times m} & [c_{3rq}]_{n \times n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (\dot{x})_{1 \times 1} \\ \{\dot{\eta}_p\}_{m \times 1} \\ \{\dot{\phi}_r\}_{n \times 1} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & [K_{2pq} + k_{2pq}]_{m \times m} & -[k_{2rq}]_{m \times n} \\ \mathbf{0} & -[k_{3pq}]_{n \times m} & [K_{3rq} + k_{3rq}]_{n \times n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (x)_{1 \times 1} \\ \{\eta_p\}_{m \times 1} \\ \{\phi_r\}_{n \times 1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad \dots (13)$$

Dengan menggunakan modulus pertama, koordinat umum η_p dan ϕ_p dapat dituliskan sebagai η_1 dan ϕ_1 . Sehingga solusi respon gaya secara langsung dinyatakan sebagai,

$$\{X\} = ([K] - \omega^2 [M] + i\omega [C])^{-1} \{f\} \quad \dots (14)$$

Dengan menggunakan aturan Cramer maka amplitudo struktur utama dapat diselesaikan.

$$X_{st} = \frac{F}{k_1} \quad \dots (15)$$

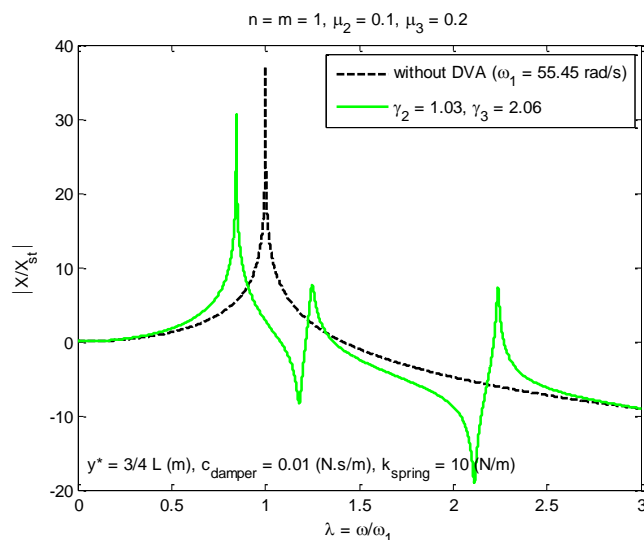
Dalam bentuk non-dimensi, amplitudo dari respon *steady state* struktur utama adalah

$$\frac{|X|}{|X_{st}|} = |X| \times \left| \frac{k_1}{F} \right| \quad \dots (16)$$

Hasil Simulasi Numerik dan Diskusi

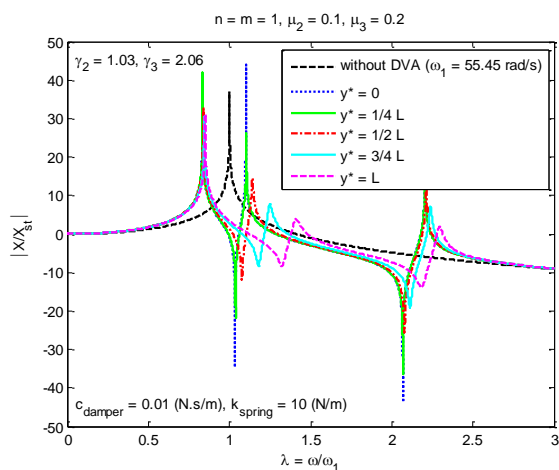
Amplitudo respon *steady state* struktur utama

Dari data simulasi yang digunakan diperoleh frekuensi struktur utama $\omega_p = 8.84\text{Hz}$ dan frekuensi batang 1 dan 2 masing-masing sebesar $\omega_1 = 9.12\text{Hz}$ dan $\tilde{\omega}_1 = 18.24\text{Hz}$ seperti dinyatakan dalam Gambar 2. berikut,



Gambar 2. Amplitudo Struktur Utama (total rasio massa = 30%)

Pengaruh lokasi pegas-dashpot

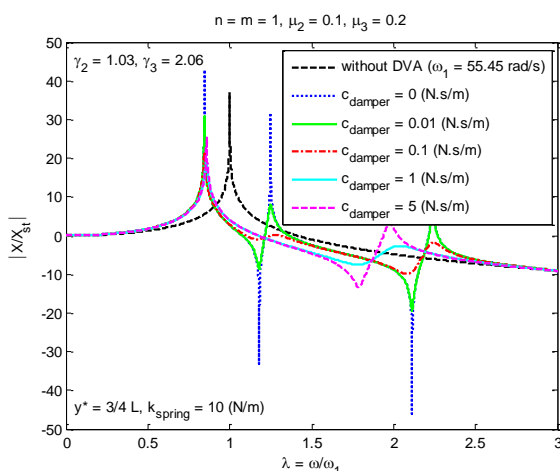


Gambar 3. Amplitudo Struktur Utama terhadap lokasi pegas-dashpot

Terlihat bahwa untuk $y^* = 0$ amplitudo maksimum struktur utama lebih tinggi dan di beberapa persen di bawah atau di atas frekuensi resonansi struktur utama, level getaran dapat direduksi lebih

efektif dengan menempatkan pegas-dashpot pada $y^* = L$.

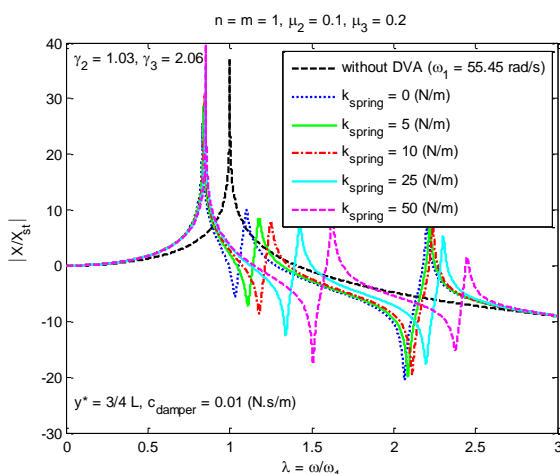
Pengaruh koefisien redaman *dashpot*



Gambar 4. Amplitudo Struktur Utama terhadap koefisien redaman *dashpot*

Dari Gambar 4. terlihat bahwa frekuensi sistem *DVA* tipe *dual-beam* tidak dipengaruhi oleh koefisien redaman. Juga terlihat ada 3 titik tetap yang *independent* terhadap koefisien redaman.

Pengaruh koefisien kekakuan pegas

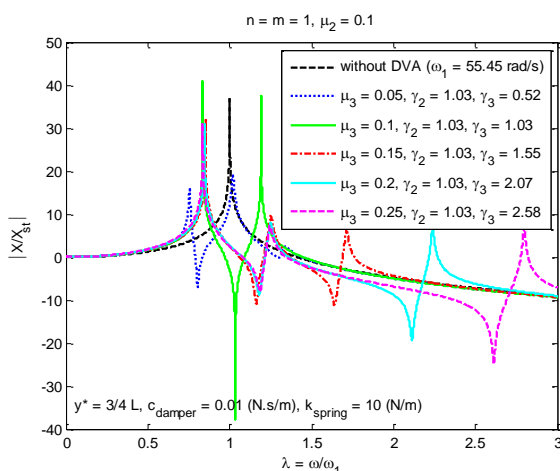


Gambar 5. Amplitudo Struktur Utama terhadap koefisien kekakuan pegas

Seperti terlihat di Gambar 5 di atas, pada persentase tertentu di atas dan di bawah frekuensi resonansi struktur utama, level getaran dapat ditekan lebih efektif dengan cara memilih koefisien kekakuan pegas yang lebih rendah.

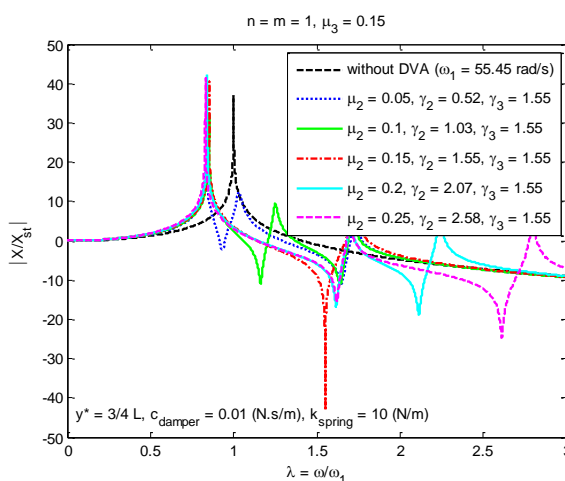
Pengaruh rasio massa dan frekuensi

Untuk total rasio massa = 15% - 35%



Gambar 6. Amplitudo Struktur Utama terhadap rasio massa dan frekuensi

Untuk total rasio massa = 20% - 45%



Gambar 7. Amplitudo Struktur Utama (total rasio massa 20% - 45%)

Dari Gambar 6. dan 7. terlihat kondisi batang 1 dan batang 2 sama dan amplitudo maksimum struktur utama lebih tinggi. Level getaran dapat kurangi secara lebih efektif dengan memilih rasio massa dan frekuensi lebih dekat satu sama lainnya.

Kesimpulan dan Saran

Dari studi parameter yang dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan, antara lain:

- Peredam getaran dinamik berupa kantilever tipe *dual-beam* sangat baik digunakan untuk meredam getaran struktur.

- Untuk menekan amplitudo maksimum struktur utama secara efektif dapat dilakukan dengan menempatkan pegas-*dashpot* di tengah sampai ke ujung batang kantilever, memilih koefisien redaman tidak lebih rendah dari 0,1 N.s/m dan koefisien pegas tidak lebih besar dari 10 N/m, memilih rasio frekuensi batang dekat dengan 1 (satu) serta memilih rasio batang kantilever yang sesuai.

Saran untuk kelanjutan penelitian ini adalah:

- Energi getaran yang diserap *DVA* tipe *dual-beam* dapat dijadikan sebagai sumber energi listrik daya rendah, yakni dengan menambahkan material *piezoelectric*, *PZT* yang dapat mengubah energi getaran menjadi energi listrik. Material *PZT* ini ditempatkan pada kedua batang kantilever.

Referensi

- [1]. Dimaragonas, A.D., Haddad S., *Vibration for Engineers*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1992
- [2]. Korenev, B.G., and Reznikov, L.M., *Dynamic Vibration Absorbers Theory and Technical Applications*, John Wiley & Sons, Singapore, 1993
- [3]. Liu, K., and Liu, J., The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result, *Journal of Sound and Vibration* (2005) 284, p. 1181 – 1189.
- [4]. Ren, M.Z., A Variant Design of The Dynamic Vibration Absorber, *Journal of Sound and Vibration* (2001) 245(4), p. 762 – 770.
- [5]. Wong, W.O., and Cheung, Y.L., Optimal design of a damped dynamic vibration absorber for vibration control of structure excited by ground motion, *Journal of Engineering Structures* (2008) p. 282 – 286.
- [6]. Stephen, N.G., On energy harvesting from ambient vibration, *Journal of Sound and Vibration* 293 (2006), p. 409 – 425.
- [7]. Thomson, W.T., *Theory of Vibration with Applications*, 4th edition, Prentice-Hall, New Jersey, 1993