

Desain Penyerap Getaran Pada Muatan Roket RX 450

Mohammad Galbi¹, Ahmad Zayadi^{2*}, Agus Budi Djatmiko³

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik UPN Veteran Jakarta,

²Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains Universitas Nasional Jakarta.

³Bidang Struktur Mekanika Roket LAPAN

*Korespondensi penulis : zayadahmad43@gmail.com

(Received: 29-11-2020, Revised: 15-07-2021, Accepted: 05-11-2021)

Abstract. *The success of launching a rocket is determined by many factors including the structure, aerodynamics, static stability, propulsion and last but not least the discussion of the vibration system that occurs on the rocket's payload. Rockets in flight experience disruptive forces due to rocket thrust, aerodynamic forces, and external forces acting on the rocket. Aerodynamics, the external forces acting on the rocket. These forces can cause instability and vibration in the rocket. Based on experience so far, during rocket launches, the GPS (Global Positioning System) device contained in the rocket payload is disturbed when the rocket experiences a G-force of 10 Earth's gravity, which making it difficult to track the whereabouts of the rocket. For this reason, a vibration-absorbing device was designed for the rocket payload. The apparatus consists of a vibration-absorbing spring and mass arranged in such a way that a damping effect on vibration occurs. The purpose of the design of this vibration damping system is to increase the ability of electronic equipment on the rocket payload to receive vibrations to the maximum. The vibration absorbing device uses a spring stiffness $k_1 = 120000\text{N/m}$, a spring stiffness $k_2 = 7200\text{N/m}$, and an angular velocity of 31.623 rad/second . The results of the design with a mass ratio, the mass of the rocket payload $m_1 = 50\text{ kg}$, the mass of the vibration absorber $m_2 = 3\text{kg}$, and the forced harmonic force of 10g is $F_0 = 4950\text{N}$. This can be seen at the time of resonance, the non-dimensional amplitude of the mutant mass is obtained, as desired. Then after the large state of bigger then is decreasing, close to zero or in another words that the mass of the RX 450 rocket payload is well damped.*

Keywords: *rocket, vibration absorbing mass, charge, tube, damping effect, forced force, resonance.*

Abstrak. Keberhasilan peluncuran sebuah roket ditentukan banyak faktor diantaranya adalah struktur, aerodinamika, statik stabilitas, propulsi dan dan tak kalah pentingnya adalah tentang sistem getaran yang terjadi pada muatan roket. Roket yang sedang terbang mengalami gaya pengganggu, antara lain akibat gaya dorong roket, gaya aerodinamis, gaya luar yang bekerja pada roket. Gaya-gaya tersebut dapat menyebabkan ketidakstabilan dan getaran pada roket. Akibat getaran yang ditimbulkan dapat menyebabkan kerusakan atau tidak bekerjanya peralatan elektronik pada roket. Untuk itu dirancang awal suatu alat penyerap getaran pada muatan roket. Peralatan terdiri dari pegas dan massa penyerap getaran yang disusun sedemikian rupa sehingga efek redaman terhadap getaran terjadi. Tujuan dari perancangan sistem peredam getaran ini adalah untuk meningkatkan kemampuan peralatan elektronik pada muatan roket menerima getaran secara maksimal. Alat penyerap getaran menggunakan kekakuan pegas $k_1 = 120000\text{N/m}$, kekakuan pegas $k_2 = 7200\text{N/m}$, dan kecepatan sudut $\omega_{11} = \omega_{22} = 31.623\text{ rad/detik}$. Hasil perancangan dengan rasio massa $\mu = 0.06$, massa muatan roket $m_1 = 50\text{kg}$, massa penyerap getaran $m_2 = 3\text{kg}$, dan gaya harmonik paksa sebesar 10g yaitu $F_0 = 4950\text{N}$. Terlihat pada saat resonansi $\omega/\omega_{11} = 1.0$ didapat amplitudo non dimensional massa mutan roket $X_1 k_1 / F_0 = 0$, sesuai dengan yang diinginkan. Kemudian setelah keadaan $\omega/\omega_{11} = 1.13$ besar dari $X_1 k_1 / F_0$ menurun mendekati nol atau dapat dikatakan bahwa massa muatan roket RX 450 teredam dengan baik.

Kata kunci: roket, massa penyerap getaran, efek redaman, gaya paksa, resonansi.

PENDAHULUAN

Keberhasilan peluncuran sebuah roket ditentukan banyak faktor diantaranya adalah struktur, aerodinamika, statik stabilitas, propulsi [1] dan dan tak kalah pentingnya adalah pembahasan tentang sistem getaran yang terjadi pada muatan roket [2]. Getaran dapat menyebabkan efek yang tidak menguntungkan pada muatan roket dan efisiensinya peralatan elektronik pada muatan roket. Selama beberapa tahun terakhir, banyak perangkat varian dan isolator telah dirancang untuk mengurangi getaran atau mengisolasi struktur dari energi getaran yang tidak diinginkan. Di antara perangkat ini, adalah alat penyerap getaran sistem dua derajat kebebasan yang dapat mengisolasi getaran dan guncangan [3]. Sistem isolasi merupakan metode yang telah diterapkan di sejumlah sistem aplikasi penyerap getaran. Dalam hal ini termasuk juga aplikasi isolasi dalam sistem kedirgantaraan dan peralatan sensitif lainnya. Salah satu aplikasi dari jenis sistem penyerap getaran ini adalah mengisolasi getaran peralatan elektronik yang ada pada muatan roket. Peralatan elektronik digunakan untuk mengetahui posisi roket dan kestabilan dari roket. Dengan mengisolasi perangkat elektronik dari pengaruh getaran, roket dapat diketahui trayektori dan sistem kendalinya. Roket yang sedang terbang mengalami gaya pengganggu, antara lain akibat gaya dorong roket, gaya aerodinamis, gaya luar yang bekerja pada roket. Gaya-gaya tersebut dapat menyebabkan ketidakstabilan dan getaran pada roket. Akibat getaran yang ditimbulkan dapat menyebabkan kerusakan atau tidak bekerjanya peralatan elektronik pada roket. Berdasarkan pengalaman selama ini pada saat peluncuran roket, alat GPS (*Global Positioning System*) yang terdapat pada muatan roket mengalami gangguan pada saat roket mengalami *G-force* sebesar 10 gravitasi bumi, sehingga sulit untuk melacak keberadaan roket tersebut. Perangkat elektronik dari pengaruh getaran, roket dapat diketahui trayektori dan sistem kendalinya. Bila suatu sistem dipengaruhi oleh eksitasi harmonik paksa, maka respons getarannya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasi/ perangsangnya [4].

Sumber eksitasi pada roket adalah gaya gaya luar atau dalam yang bekerja pada roket [5]. Eksitasi ini mungkin tidak diinginkan oleh roket karena dapat mengganggu kerja dari peralatan elektronika pada muatan roket bila terjadi amplitudo getaran yang besar [6]. Untuk itu, diperlukan rancangan aplikasi yang dapat diterapkan pada alat penyerap getaran muatan roket [7], penyerap getaran dimana gaya eksitasi yang timbul akan dilawan oleh penyerap [8]. Peralatan terdiri dari pegas dan massa penyerap getaran yang disusun sedemikian rupa sehingga efek redaman terhadap getaran terjadi [9]. Tujuan dari perancangan sistem penyerap getaran ini adalah untuk meningkatkan kemampuan peralatan elektronik pada muatan roket menerima getaran secara maksimal. Dalam tulisan ini dilakukan penelitian mengenai rancangan dan penerapan sistem penyerap getaran pada muatan roket RX 450.

METODOLOGI PENELITIAN

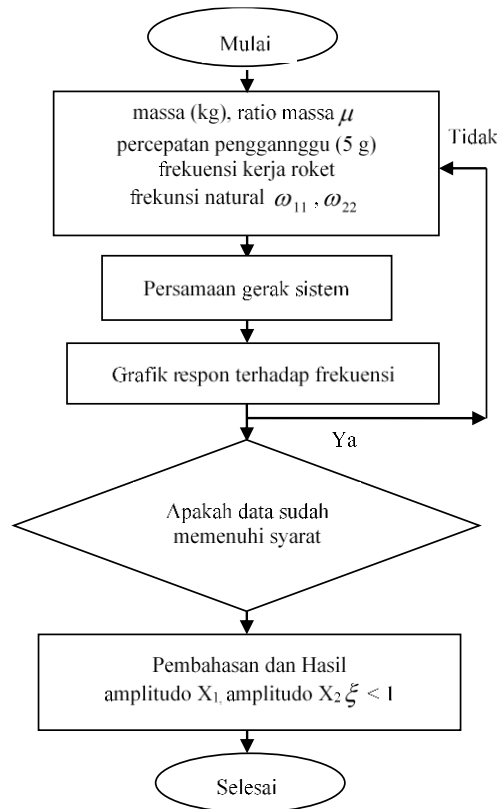
Penelitian dimulai dari perancangan alat, mencari data percepatan gangguan (eksitasi), rasio massa μ , massa muatan m_1 , massa penyerap m_2 , frekuensi natural dari kedua massa ω_{11} dan ω_{22} , Selanjutnya menentukan besar konstanta pemegasan k_1 dan k_2 , sebagai pedoman untuk melakukan analisis persamaan gerak peredam getaran., hail panalisa terhadap persamaan gerak dengan menggunakan program excel, dihasilkan hubungan parameter yang menggambarkan bahwa muatan roket RX 450 teredam dengan baik. Tahapan penelitian dalam penelitian ini digambarkan seperti pada gambar 1.

Pendekatan Teori

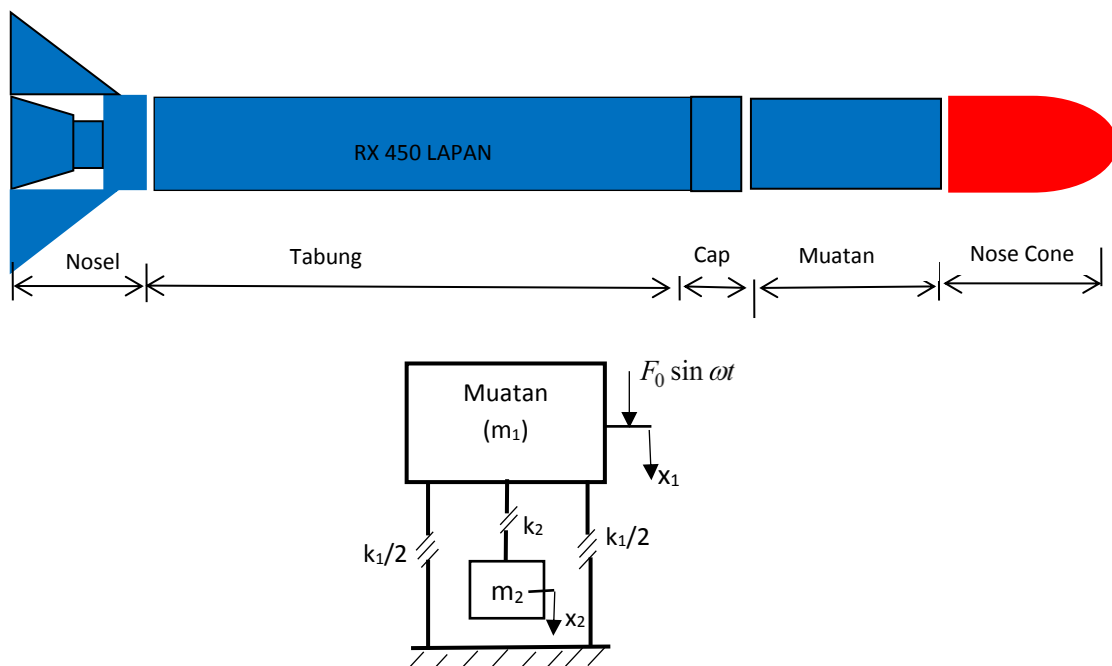
Sebuah sistem pegas massa k_2 dan m_2 seperti gambar 2 yang diselaraskan dengan frekuensi gaya eksitasi sedemikian rupa untuk memanfaatkan hubungan parameter frekuensi natural, kekakuan dan massa yaitu $\omega^2 = k/m$ agar berfungsi sebagai penyerap getaran sekaligus mereduksi gerak massa utama m_1 mejadi nol [10]. Dalam hal ini adalah mensubstitusi

hubungan parameter berikut menjadi gaya harmonik paksa seperti terlihat pada persamaan (1).

$$\omega_{11}^2 = k_1 / m_1 \text{ dan } \omega_{22}^2 = k_2 / m_2 \quad (1)$$



GAMBAR 1. Diagram alir perancangan penyerap getaran pada muatan roket.

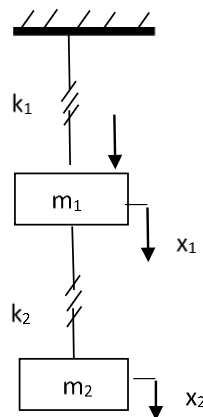


GAMBAR 2. Sistem penyerap getaran dipengaruhi suatu gaya harmonik paksa pada muatan roket RX 450.

dimana :

- m_1 = massa muatan roket (kg)
- m_2 = massa penyerap getaran (kg)
- k_1 = konstanta pemegasan dari m_1 (N/m)
- k_2 = konstanta pemegasan dari massa penyerap (N/m)
- F_o = gaya eksitasi / pengganggu dari roket (N)
- ω_{11} = frekuensi natural muatan roket (Hz)
- ω_{22} = frekuensi natural massa penyerap getaran (Hz)
- ω = frekuensi kerja roket (Hz)

Dengan asumsi bahwa gerak model peredam getaran pada muatan roket (lihat gambar 2) sebagai gerak harmonik sederhana, maka pada penelitian ini persamaan untuk amplitudo X dapat diaplikasikan berdasarkan jabaran persamaan persamaan gerak [11]. Dengan demikian, maka model sistem gerak harmonik dapat dirancang seperti pada gambar 3.



GAMBAR 3. Sistem getaran dipengaruhi suatu gaya harmonik paksa

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari mekanisme pada gambar 2, maka solusi persamaan gerak dapat dibuat dalam bentuk persamaan matrik seperti pada persamaan (2)[11].

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \sin \omega t \quad (2)$$

Selanjutnya diperoleh hasil,

$$\begin{bmatrix} (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) & -k_2 \\ -k_2 & (k_2 - m_2 \omega^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \sin \omega t$$

Kemudian dengan menggunakan pendekatan notasi sederhana,

$$[Z(\omega)] \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \text{ pra perkalian dengan } [Z(\omega)]^{-1} \text{ menghasilkan}$$

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = [Z(\omega)]^{-1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ 0 \end{Bmatrix} = \frac{adj[Z(\omega)] \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix}}{[Z(\omega)]} \quad (3)$$

Diamana, determinan $[Z(\omega)]$ dapat dinyatakan sebagai:

$$[Z(\omega)] = (k_1 + k_2 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - k_2^2$$

$$[Z(\omega)] = k_1 \left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] k_2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - k_2^2$$

Dengan ω_1 dan ω_2 yang merupakan frekuensi ragam normal, maka persamaan menjadi :

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{[Z(\omega)]} \begin{bmatrix} k_2 - m_2\omega^2 & k_2 \\ k_2 & k_1 + k_2 - m_1\omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

atau,

$$X_1 = \frac{k_2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] F_0}{k_1 \left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] k_2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}}$$

$$X_2 = \frac{k_2 \cdot F_0}{k_1 \left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] k_2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}}$$

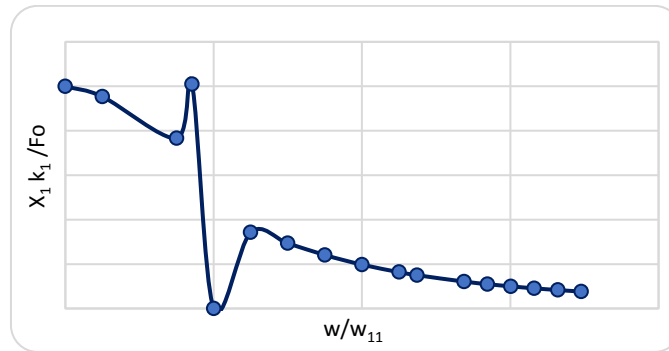
$$X_1 = \frac{k_2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] F_0}{k_1 k_2 \left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}}$$

$$X_1 = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] F_0}{k_1 \left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}}$$

$$X_1 = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] \frac{F_0}{k_1}}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (5)$$

$$\frac{X_1 k_1}{F_0} = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right]}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (6)$$

Hubungan antara $\frac{X_1 k_1}{F_0}$ terhadap $\frac{\omega}{\omega_{11}}$ dapat digambarkan pada gambar 4.



GAMBAR 4. Respon terhadap frekuensi.

Pada gambar 4 menunjukkan persamaan ini dengan $\mu = \frac{m_1}{m_2}$ sebagai parameter. Ingat bahwa $k_2/k_1 = \mu (\omega_{22}/\omega_{11})^2$. Karena sistem mempunyai dua derajat kebebasan, maka ada dua frekuensi natural. Hubungan kedua frekuensi terhadap μ [8].

Pada $\omega = \omega_{22}$ amplitudo $X_1 = 0$, tetapi massa penyerap mengalami amplitudo (X_2) diperoleh dengan menurunkan persamaan (4) sehingga diperoleh persamaan (7).

$$\frac{X_2 k_1}{F_0} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right]} - \frac{k_2}{k_1} \quad (7)$$

Maka $X_2 = \frac{F_0}{k_2}$

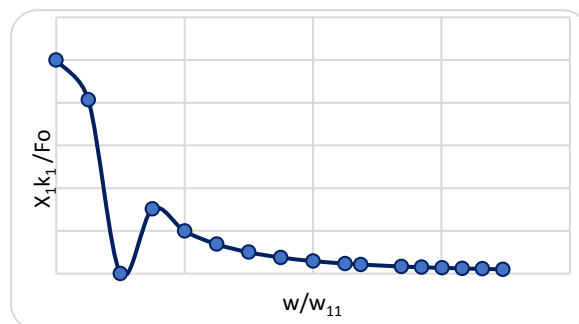
Karena gaya yang bekerja di m_2 adalah $k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = F_0$
 Maka sistem k_2, m_2 mengadakan gaya yang sama besar dan berlawanan arah terhadap gaya pengganggu. Jadi k_2 dan m_2 tergantung pada nilai X_2 yang diperbolehkan.

Data perancangan

- Berat muatan $m_1 = 50\text{kg}$
- Berat penyerap getaran $m_2 = 3\text{kg}$
- Ratio massa $\mu = 0.06$
- Kontanta pegas 1 (k_1) = 12500N/m
- Konstanta pegas 2 (k_2) = 750N/m
- Gaya pengganggu $F_0 = m \times 10 \text{ g} = 50 \text{ kg} \times 98.1 \text{ m/detik}^2 = 4905\text{N}$

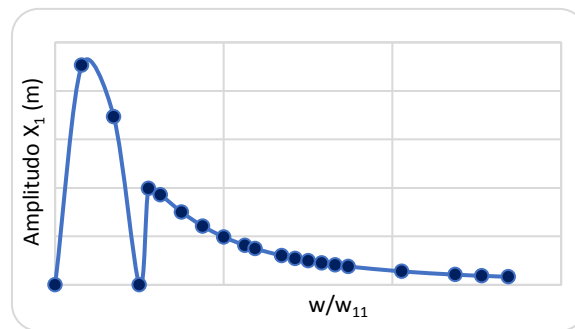
Efek redaman terhadap massa muatan roket

Untuk mengetahui efek redaman massa muatan roket gunakan persamaan (6). Hasil perancangan terhadap persamaan diatas dengan menggunakan program excel sederhana dapat dilihat pada gambar 5, 6 dan 7.



GAMBAR 5. Rasio amplitudo $X_1 k_1 / F_0$ terhadap rasio frekuensi ω / ω_{11}

Pada gambar 5, menerangkan sistem penyerap getaran dua derajat kebebasan akibat gaya harmonik paksa dengan rasio massa $\mu = 0.06$, kekakuan pegas $k_1 = 120000\text{N/m}$, kekakuan pegas $k_2 = 72000\text{N/m}$, $\omega_{11} = \omega_{22} = 1.623$ rad/detik, massa muatan roket $m_1 = 50\text{kg}$, massa penyerap getaran $m_2 = 3$ kg, gaya harmonik paksa $F_0 = 4950\text{N}$ dan ω_{22}/ω_{11} . Terlihat pada saat ω/ω_{11} atau keadaan pada saat resonansi dimana Amplitudo non dimensional massa muatan roket $X_1 k_1 / F_0 = 0$, sesuai dengan yang diinginkan setelah itu grafik naik tetapi setelah keadaan $\omega/\omega_{11} = 1.23$ grafik menurun atau dapat dikatakan bahwa massa muatan roket RX 450 teredam dengan baik. Kemudian besar amplitudo X_1 dari massa muatan roket RX 450 dapat dilihat pada gambar 6.



GAMBAR 6. Hubungan antara amplitudo muatan X_1 terhadap frekuensi ω/ω_{11} .

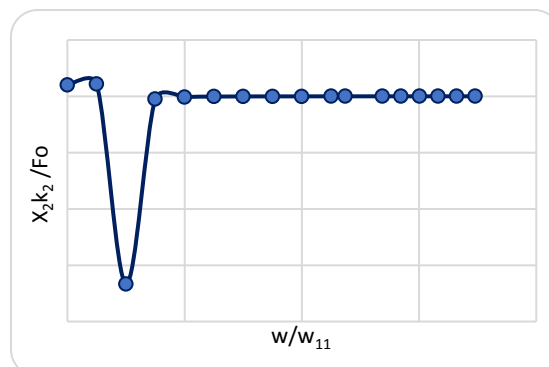
Pada gambar 6, menerangkan Amplitudo terbesar didapat pada saat $\omega/\omega_{11} = 0.316$ dimana besar amplitudo $X_1 = 4.0$ cm dan saat resonansi $\omega/\omega_{11} = 1.0$ amplitudo masa muatan roket RX 450 adalah $X_1 = 0$, kemudian setelah keadaan ini amplitudo naik tetapi setelah $\omega/\omega_{11} = 1.1$ amplitudo menurun sampai mendekati nol atau dapat dikatakan bahwa alat penyerap getaran bekerja dengan baik.

Respon redaman terhadap massa penyerap roket

Untuk mengetahui efek redaman massa penyerap getaran m_2 gunakan persamaan (8).

$$\frac{X_2 k_1}{F_0} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right]} - \frac{k_2}{k_1} \tag{8}$$

Hasil perancangan terhadap persamaan diatas dengan menggunakan program excel sederhana dapat dilihat pada gambar 7.



GAMBAR 7. Bentuk respon rasio amplitudo $X_1 k_1 / F_0$ terhadap frekuensi ω/ω_{11} .

Pada gambar 7, menerangkan tentang amplitudo non dimensional $X_2 k_2 / F_0$ terhadap rasio frekuensi ω/ω_{11} terlihat disini pada saat $\omega/\omega_{11} = 1$, nilai amplitudo non dimensional mempunyai nilai maksimum yaitu $X_2 k_2 / F_0 = -16.66$ dengan amplitudo $X_2 = 68\text{cm}$. Hal ini tidak perlu dikuatkan karena ada pelat bagian bawah yang berfungsi *stopper* yang akan

mencegah terjadinya amplitudo yang besar pada saat resonansi dan hal ini terjadi hanya sekejap. Sistem penyerap getaran pada muatan roket RX 450 menggunakan dua pegas yaitu pegas pertama (k_1) sebesar 120.000N/m dipasang pada massa muatan roket (m_1) dan pegas kedua (k_2) = 7200N/m dipasang antara massa m_1 dan massa m_2 hasil perancangan didapat pada saat $\omega/\omega_{11} = 0.204$ yaitu amplitudo maksimum $X_1 = 4$ cm, tetapi setelah $\omega/\omega_{11} = 1.13$ keadaan tersebut amplitudo mengecil menuju nilai nol. Atau dapat dikatakan massa penyerap getaran m_2 bekerja dengan baik. Pada saat $\omega/\omega_{11} = 1.0$, amplitudo non dimensional $X_1 k_1 / F_0$ mempunyai nilai nol hal ini sesuai dengan teori penyerap getaran sistem dua derajat kebebasan akibat gaya harmonik paksa, jadi alat dapat digunakan sebagai alat penyerap getaran pada muatan roket RX 450. Amplitudo non dimensional X_2 , terlihat pada saat $\omega/\omega_{11} = 1$, mempunyai nilai maksimum yaitu $X_1 k_1 / F_0 = -16.66$ dan amplitudo $X_2 = 68$ cm hal ini tidak perlu dikhawatirkan karena ada pelat bagian bawah yang berfungsi sebagai stopper, tetapi setelah keadaan ini amplitudo massa penyerap getaran X_2 cenderung mengecil mendekati nilai nol.

KESIMPULAN

Telah didesain sistem peredam getaran peralatan elektronik pada roket dengan dua derajat kebebasan. Dari perhitungan diperoleh penyerapan getaran dengan kekakuan pegas $k_1 = 120000$ N/m, kekakuan pegas $k_2 = 7200$ N/m, dan kecepatan sudut $\omega_{11} = \omega_{22} = 31.623$ rad/detik. Hasil desain diperoleh rasio massa $\mu = 0.06$, massa muatan roket $m_1 = 50$ kg, massa penyerap getaran $m_2 = 3$ kg, dan gaya harmonik paksa sebesar 10 g yaitu $F_0 = 4950$ N. Terlihat pada saat resonansi $\omega/\omega_{11} = 1.0$ didapat Amplitudo non dimensional massa muatan roket $X_1 k_1 / F_0 = 0$, sesuai dengan yang diinginkan. Kemudian setelah keadaan $\omega/\omega_{11} = 1.13$ besar dari $X_1 k_1 / F_0$ menurun mendekati nol atau dapat dikatakan bahwa massa muatan roket RX 450 teredam dengan baik. Alat cukup sederhana sehingga dapat dibuat. Namun demikian, untuk melengkapi hasil perancangan perlu dilakukan penelitian terhadap alat penyerap getaran dua derajat kebebasan tersebut.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. F. Harik and J. S. Issa, "Design of a vibration absorber for harmonically forced damped systems," *J. Vib. Control*, vol. 21, no. 9, pp. 1810–1820, Sep. 2013, doi: 10.1177/1077546313501928.
- [2] J. M. Alrajhi and A. Abed, "Effect of Non-linear Damper in Dynamic Vibration Absorber Behavior," *Univers. J. Mech. Eng.*, vol. 2, no. 5, pp. 155–157, 2014, doi: 10.13189/ujme.2014.020501.
- [3] H. Dogan, N. D. Sims, and D. J. Wagg, "Investigation of the inerter-based dynamic vibration absorber for machining chatter suppression," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1264, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1742-6596/1264/1/012030.
- [4] K. Liu and J. Liu, "The damped dynamic vibration absorbers: Revisited and new result," *J. SOUND Vib. J. Sound Vib.*, vol. 284, pp. 1181–1189, June. 2005, doi: 10.1016/j.jsv.2004.08.002.
- [5] S. C. Huang and K. A. Lin, "A new design of vibration absorber for periodic excitation," *Shock Vib.*, vol. 2014, no. c, 2014, doi: 10.1155/2014/571421.
- [6] A. Casalotti and W. Lacarbonara, "Nonlinear Vibration Absorber Optimal Design via Asymptotic Approach," *Procedia IUTAM*, vol. 19, pp. 65–74, 2016, doi: 10.1016/j.piutam.2016.03.010.
- [7] V. Piccirillo, A. M. Tusset, and J. M. Balthazar, "Optimization of dynamic vibration absorbers based on equal-peak theory," *Lat. Am. J. Solids Struct.*, vol. 16, no. 4, pp. 1–22, 2019, doi: 10.1590/1679-78255285.
- [8] W. T. Thomson, *Theory Of Vibration With Applications*, 2nd Edition. California: Prentice-Hall Inc, 1981.

- [9] M. Leonard, *Fundamentals of Vibrations*, Internatio. Singapore: McGraw Hill, 2011.
- [10] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, Third Edition. California: Addison-Wesley Publishing Company, 1995.
- [11] H. M. lireza Rezazadeh, "Design of optimum vibration absorbers for a bus vehicle to suppress unwanted vibrations against the harmonic and random road excitations," *Int. J. Sci. Technol.*, vol. 28, no. 1, pp. 241–254, 2020, [Online]. Available: http://scientiairanica.sharif.edu/article_21724_89cc4bac530d245a5738ccf29ac19bd c.pdf.