Impact Factor:

ISRA (India)	= **6.317**	**SIS** (USA)	= **0.912**	**ICV** (Poland)	= **6.630**
ISI (Dubai, UAE)	= **1.582**	**РИНЦ** (Russia)	= **3.939**	**PIF** (India)	= **1.940**
GIF (Australia)	= **0.564**	**ESJI** (KZ)	= **8.771**	**IBI** (India)	= **4.260**
JIF	= **1.500**	**SJIF** (Morocco)	= **7.184**	**OAJI** (USA)	= **0.350**

SOI: 1.1/TAS DOI: 10.15863/TAS

International Scientific Journal

Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) **e-ISSN:** 2409-0085 (online)

Year: 2023 **Issue:** 09 **Volume:** 125

Published: 21.09.2023 **http://T-Science.org**

Issue **Article**

Xudoyar Maxmadiyarovich Buranov
Samarkand State University
Theoretical and Applied Mechanics
xudoyberdiyevz@mail.ru

Anvar Ergashevich Qudratov
Samarkand State University of Architecture and Construction
Student(Phd)

Jaxongir Alijon o'g'li Xasanov
Samarkand State University
Student(Phd)

ON OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF AN ELASTIC BEAM WITH VIBRATION DAMPERS DURING TRANSVERSE VIBRATIONS

Abstract: *In this work, the optimization of the parameters of an elastic beam and dynamic vibration dampers during transverse vibrations was studied. Solutions for stationary oscillations of the system under consideration are analytically found. In particular, the change in the optimal parameters of the system under consideration is analyzed depending on the mass ratio and changes in the installation locations of dynamic vibration dampers.*

Key words: *Beam, Laplace operator, bending moment, dynamic vibration dampers.*

Language: *Russian*

Citation: Buranov, X. M., Qudratov, A. E., & Xasanov, J. A. (2023). On optimization of parameters of an elastic beam with vibration dampers during transverse vibrations. *ISJ Theoretical & Applied Science, 09 (125)*, 289-292.

Soi: http://s-o-i.org/1.1/TAS-09-125-33 ***Doi***: crossref https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2023.09.125.33

Scopus ASCC: *2200.*

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОГО БАЛКИ С ГАСИТЕЛЯМИ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Аннотация: *В данной работе исследована оптимизация параметров упругого балки и динамическими гасителями колебаний при поперечных колебаниях. Аналитически найдены решения стационарных колебаний рассматриваемой системы. В частности, анализируется изменение оптимальных параметров рассматриваемой системы в зависимости от отношения масс и изменения мест установок динамических гасителей колебаний.*

Ключевые слова: *Балка, оператор Лапласа, изгибающий момент, динамический гаситель, колебаний.*

Введение

Задачам гашения колебаний систем с распределенными параметрами с помощью динамических гасителей колебаний посвящены много научных статей. В работе [1] показана, что при присоединении к балке динамического гасителя колебаний появляется новая собственная частота системы, близкая к парциальной частоте гасителя, которая в зависимости от параметров системы может принимать значения меньшее, большее и равное парциальной частоте гасителя. В [2] проводятся экспериментальные исследования и сравнительный анализ колебаний балки с двумя динамическими гасителями колебаний, симметрично расположенные относительно концов балки. Дифференциальные уравнения движений нелинейных систем являются нелинейными и требуют для решения применения соответствующих методов. В работах [3-4] рассмотрены задачи о нелинейных колебаниях балки с динамическим гасителем колебаний с учетом упругодемпфирующих свойств гистерезисного типа при гармонических воздействиях. Было получено решение системы в виде передаточных функций. Были изучены задачи динамики [5, 6] нелинейных колебаний, а также их устойчивость [7, 8]. Исходя из вышеуказанного следует, что исследование колебаний и гашения колебаний балок остаётся актуальной задачей современной науки. В статье рассматривается оптимизация параметров системы при стационарных колебаний балки с двумя динамическими гасителями колебаний (ДГК).

Рассмотрим решение задачи о поперечных колебаниях балки с двумя параллельно установленными ДГК, с помощью метода разложения в ряд по формам колебаний. Этот метод более удобен для оптимизации параметров ДГК при различных видах колебаний балки с граничными условиями, когда требуется многократно вычислять АЧХ системы. Результаты вышеизложенных работ подтверждают, что при достаточно большом декременте колебаний материала упругодемпфирующего элемента ДГК нелинейность характеристики внутренней сопротивления материала балки незначительно влияет на колебания балки и определение оптимальных параметров ДГК. Балка длиной *l*, шириной *b*, высотой *h*, закреплен на вибрирующем основании, движение его задано вдоль оси *Oz*. В точках балки координатами x_1, x_2 установлены ДГК.

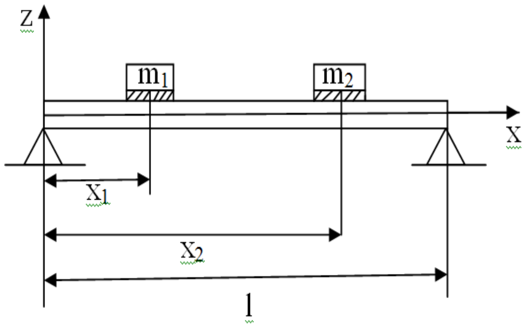

Рисунок 1.

Дифференциальные уравнения балки и двух ДГК при кинематическом возбуждении, запишем в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}+\rho F\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}-c_1\delta_1(x-x_1)\zeta_1-c_2\delta_2(x-x_2)\zeta_2=-\rho F\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2};$$

$$m_1\frac{\partial^2 w(x_1)}{\partial t^2}+m_1\frac{\partial^2\zeta_1}{\partial t^2}+c_1\zeta_1=-m_1\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2};$$

$$m_2\frac{\partial^2 w(x_2)}{\partial t^2}+m_2\frac{\partial^2\zeta_2}{\partial t^2}+c_2\zeta_2=-m_2\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2},$$

где M-изгибающий момент; ρ, F-плотность материала и площадь поперечного сечения балки соответственно; w-функция прогиба балки; W_0- перемещение основания; $w(x_1), w(x_2)$ - перемещение точки балки, в которых установлены ДГК; c_1, c_2- коэффициенты жесткости упругодемпфирующих элементов ДГК; m_1, m_2-массы ДГК; ζ_1,ζ_2-перемещения ДГК относительно балки; $\delta_1(x-x_1), \delta_2(x-x_2)$ - дельта-функции Дирака; x_1, x_2-координаты установки ДГК;

Для решения данной системы воспользовалось методом разделения переменных:

$$w(x,t)=\sum_{i=1}^{\infty}u_i(x)q_i(t).$$

После некоторых вычислений система (1) приводится к виду

$$\ddot{q}_i+p_i^2q_i-\mu_1\mu_{0i}n_1^2u_{i1}\zeta_1-\mu_2\mu_{0i}n_2^2u_{i2}\zeta_2=-d_iW_0;$$
$$u_{i1}\ddot{q}_i+\ddot{\zeta}_1+n_1^2\zeta_1=-W_0; \qquad (1)$$
$$u_{i2}\ddot{q}_i+\ddot{\zeta}_2+n_2^2\zeta_2=-W_0:$$

где p_i – собственная частота балки; $\mu_1=\frac{m_1}{m_c}$; $\mu_2=\frac{m_2}{m_c}$; $\mu_{0i}=\frac{1}{d_{2i}}$; $d_i=\frac{d_{1i}}{d_{2i}}$; $d_{1i}=\int_0^l u_i dx$; $d_{2i}=\int_0^l u_i^2 dx$; $m_c=\rho Fl$ – масса балки; m_1, m_2 – массы динамических гасителей колебаний; $u_i(x)$ – собственные формы колебаний балки; W_0 – ускорение основания, $u_{i1}=u_i(x_1)$; $u_{i2}=u_i(x_2)$; x_1, x_2- координаты установки ДГК; $n_1=\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$, $n_2=\sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$; c_1, c_2; ζ_1,ζ_2– частоты колебаний; коэффициенты жесткости упругих элементов и относительные перемещения ДГК.

Ускорение основания при гармонических колебаниях

$$W_0=w_0\cos\omega t,$$

где w_0- амплитудное значение ускорения; ω – частота.

Решения системы ищем в виде

$$q_i = a_i \cos(\omega t + \alpha_i);$$
$$\zeta_1 = b_1 \cos(\omega t + \beta_1); \qquad (2)$$
$$\zeta_2 = b_2 \cos(\omega t + \beta_2):$$

Подставляя данные выражения в дифференциальные уравнения движения и предполагая коэффициенты медленно изменяющимся, мы получим следующие нормальные уравнения для рассматриваемой системы:

$$\dot{a}_i = (2\omega)^{-1}[d_i w_0 \sin\alpha_i + l_1 n_1^2 b_1 sin\varphi_1 + l_2 n_2^2 b_2 sin\varphi_2];$$
$$\dot{\alpha}_i = (2a_i\omega)^{-1}[d_i w_0 \cos\alpha_i - a_i\omega^2 - l_1 n_1^2 b_1 cos\varphi_1 - l_2 n_2^2 b_2 cos\varphi_2];$$
$$\dot{b}_1 = (2\omega)^{-1}[(1-d_i u_{i1}) w_0 \sin\beta_1 - l_2 n_2^2 u_{i1} b_2 sin\varphi_3 - u_{i1} p_i^2 a_i sin\varphi_1];$$
$$\dot{\beta}_1 = (2b_1\omega)^{-1}[(1-d_i u_{i1}) w_0 \cos\beta_1 + b_1 n_1^2 T_6 - b_1\omega^2 + l_2 n_2^2 u_{i1} b_2 cos\varphi_3 - u_{i1} p_i^2 a_i cos\varphi_1]; \qquad (4)$$
$$\dot{b}_2 = (2\omega)^{-1}[(1-d_i u_{i2}) w_0 \sin\beta_2 + l_1 n_1^2 u_{i2} b_1 sin\varphi_3 - u_{i2} p_i^2 a_i sin\varphi_2];$$
$$\dot{\beta}_2 = (2b_2\omega)^{-1}[(1-d_i u_{i2}) w_0 \cos\beta_2 + b_2 n_2^2 T_7 - b_2\omega^2 + l_1 n_1^2 u_{i2} b_1 cos\varphi_3 - u_{i2} p_i^2 a_i cos\varphi_2];$$

где

$\varphi_1 = \beta_1 - \alpha_i; \varphi_2 = \beta_2 - \alpha_i; \varphi_3 = \beta_2 - \beta_1;$ $l_1 = \mu_1\mu_{0i}u_{i1};$ $l_2 = \mu_2\mu_{0i}u_{i2}$:

Из уравнений (4), положив вместо производных стоящих в левой части нули, получим искомые стационарные решения в следующем виде:

$$|q_{ik}| = |a_i| = \left|\frac{d_i\omega^4 - A_1\omega^2 + A_2}{-\omega^6 + A_3\omega^4 - A_4\omega^2 + A_5}\right|;$$
$$|\zeta_1| = |b_1| = \left|\frac{(1-d_i u_{i1})\omega^4 - A_6\omega^2 + A_7}{-\omega^6 + A_3\omega^4 - A_4\omega^2 + A_5}\right|; \qquad (5)$$
$$|\zeta_2| = |b_2| = \left|\frac{(1-d_i u_{i2})\omega^4 - A_8\omega^2 + A_9}{-\omega^6 + A_3\omega^4 - A_4\omega^2 + A_5}\right|;$$

где $n_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$, $n_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$ собственная форма колебаний $u_i(x) = sin\frac{i\pi}{l}x$, При этом в частном случае для находим; $u_{i1} = 0.8660254037$; $u_{i2} = 0.8660254035$

$\mu_0 = \frac{l}{d_{2i}} = 2$;, а также коэффициенты

$$A_1 = (n_1^2 T_1 + n_2^2 T_2);\ A_2 = n_1^2 n_2^2 T_3;$$
$$A_3 = (n_1^2 T_6 + n_2^2 T_7 + p_i^2);$$
$$A_4 = (n_1^2 p_i^2 + n_2^2 p_i^2 + n_1^2 n_2^2 T_8);$$
$$A_5 = n_1^2 n_2^2 p_i^2;\ A_6 = p_i^2 + n_2^2 T_4;$$
$$A_7 = p_i^2 n_2^2;\ A_8 = p_i^2 + n_1^2 T_5;\ A_9 = p_i^2 n_1^2;$$
$$T_1 = d_i + \mu_{0i}\mu_1 u_{i1};\ T_2 = d_i + \mu_{0i}\mu_2 u_{i2};$$
$$T_3 = d_i + \mu_{0i}(\mu_1 u_{i1} + \mu_2 u_{i2});$$
$$T_4 = 1 + \mu_{0i}\mu_2 u_{i2}(u_{i2} - u_{i1}) - u_{i1} d_i;$$
$$T_5 = 1 + \mu_{0i}\mu_1 u_{i1}(u_{i1} - u_{i2}) - u_{i2} d_i;$$
$$T_6 = 1 + \mu_{0i}\mu_1 u_{i1}^2;\ T_7 = 1 + \mu_{0i}\mu_2 u_{i2}^2;$$
$$T_8 = 1 + \mu_{0i}(\mu_1 u_{i1}^2 + \mu_2 u_{i2}^2);$$

Результаты численных исследований. Численный анализ проводится для первой собственной формы в двух отдельных случаев: 1) сначала проводим численный анализ с изменением отношений масс μ_1 и μ_2, отношений масс динамических гасителей колебаний к массе балки; 2) из полученных отношений построим графики амплитудно-частотных характеристик системы и находим примерные места установок динамического гасителя колебаний.

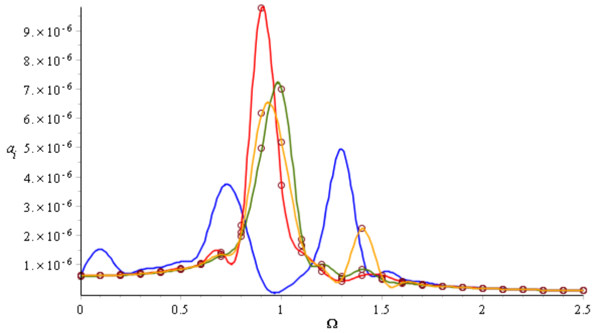

Рис.2. АЧХ при изменении отношении масс 0,04; 0,06; 0,08; 0,1 (синяя соответствует 0,06).

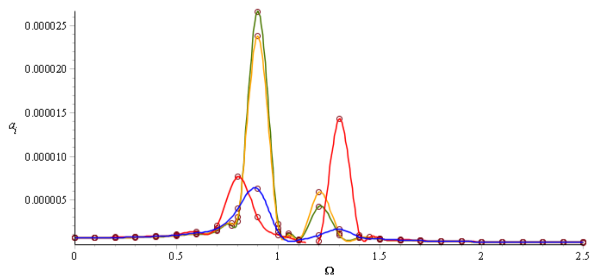

Рис.3. АЧХ при изменении отношении масс 0,06 и места установки ДГК l/3, 2l/3 (красная), l/4,3l/4 (синяя), l/5,4l/5 (желтая), l/6,5l/6 (зеленая)

При первом случае исследования построены амплитудно-частотные характеристики для отношения масс гасителей к массе балки от 0,04 до 0,1. В этом случае примерным числом отношения масс для рассматриваемой системы можно взять 0,06.

Далее для найденного значения отношения масс построены амплитудно-частотные характеристики системы. Более оптимальными местами установки динамических гасителей можно взять *l*/3, 2*l*/3.

Заключение.

Рассмотрена задача оптимизации поперечных колебаний балки с двумя параллельно установленными динамическими гасителями колебаний с упругими элементами при гармонических колебаниях основания. Найдены амплитудно-частотные характеристики, соответствующие стационарным колебаниям. Проведены анализы колебаний системы с изменением мест установок ДГК и изменением отношений масс ДГК к массе балки.

References:

1. Briskin, E.S. (1980). Dempfirovanie kolibanij mehanicheskih sistem dinamicheskimi gasiteljami s polostjami, chastichno zaponennymi sypuchimi sredami. *Izv.vuzov. Mashinostroenie*.-1980, №2, pp. 27-30.
2. Briskin, E.S. (1980). O dempfirovanii kolibanij odnoj gruppoj dinamicheskih gasitelej dvuh blizkih rezonansnyh sostojanij mehanicheskoj sistemy. *Izv. vuzov. Stroitel`stvo i arhitektura*.-1980, №12, pp. 40-44.
3. Zakirov, I.M., & Pikulev, N.A. (1978). Jeksperimental`noe issledovanie kolebanij sistemy s gruppoj dinamicheskih gasitelej. *Stroit. Mehanika i raschjot sooruzhenij*.- 1978, №1, pp. 61-63.
4. Karamyshkin, V.V. (1988). *Dinamicheskoe gashenie kolebanij*. (p.108). l: Mashinostroenie.
5. Korenev, B.G., & Reznikov, L.M. (1988). *Dinamicheskie gasiteli kolebanij: Teorija tehnicheskie prilozhenija*. (p.304). Moscow: Nauka.
6. (1975). Kuok. Arora. Houg. Optimal`noe proektirovanie dempfirovannyh vibrogasitelej dlja konechnogo diapazona chastot. *Raket. teh. i kosmonavtika:* Per. s angl, -№4, pp.154-156.
7. Markov, I. (1990). Optimalni parametri na dvumasov dinamichen gasitel na treptenija. God. *Vissh.inst.arhit. i str-vo*-Sofija: Sv.5, 34, pp.85-96.
8. Pavlovskij, M.A., Ryzhkov, L.M., Jakovenko, V.B., & Dusmatov, O.M. (1997). *Nelinejnye zadachi dinamiki vibrozashhitnyh sistem*. (p.204). K.: Tehnika.
9. Pisarenko, G.S., Jakovlev, A.P., & Matveev, V.V. (1971). *Vibropoglashhaushhie svojstva konstrukcionnyh materialov: Spravochnik*. (p.327). K.: Nauk. dumka.
10. Sum, Li. (1983). Optimal`noe proektirovanie linejnyh i nelinejnyh vibrogasitelej dlja zadempfirovannyh sistem. *Konstruirovanie i tehnologija mashinostroenija*. Per. s angl.- Moscow: Mir,1983. 105.-№1, pp. 60-66.
11. Shpachuk, V., Rubanenko, A., Vashchenko, Y., & Beketov, O.M. (2017). *Influence of mechanical and structural parameters of the rod with mass damper on the natural frequencies of transverse vibrations*, № 134 ISSN 0869-1231.
12. Zainulabidin, M. H., & Jaini, N. (2013). *Vibration Analysis of a Beam Structure Attached with a Dynamic Vibration Absorber*. Published 1 April 2013. Engineering, Applied Mechanics and Materials. 3 DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.315.315, Corpus ID: 108440341.
13. Ryzhkov, L.M., & Dusmatov, O.M. (1987). O kolebanijah balki s dinamicheskim gasitelem. *Vestnik KPI, ser. Priborostroenie*.-vyp. 17.
14. Dusmatov, O.M. (1997). *Modelirovanie dinamiki vibrozashhitnyh sistem*. (p.168). Tashkent: Fan.
15. Dusmatov, O.M., Buranov, H.M., & Absalomov, T. (2005). *O nelinejnyh kolebanijah uprugogo balki s dinamicheskim gasitelem*. Trudy mezhdunarodnoj konferencii «Sovremennye problemy matematicheskoj fiziki i informacionnyh tehnologij». (pp.156-158). g. Tashkent.
16. Dusmatov, O.M., & Buranov, H.M. (2006). Ob ustojchivosti uprugogo balki s dinamicheskim gasitelem kolebanij pri garmonicheskih vozdejstvijah. *Doklady AN RUz*, №2, pp.25-28.