

DOI: <https://doi.org/10.37909/2542-1352-2025-1-1007>

Анализ повышения эффективности активных виброзащитных систем

Елена Фомичева

Доцент

Новосибирский государственный университет архитектуры, дизайна и искусств имени А.Д. Крячкова

fomicheva.elena.70@mail.ru

Аннотация

Известно, что установить строгую связь между среднеквадратичными уровнями вибрации и колебательной энергией в диапазоне низких и средних частот колебаний исследуемого объекта при использовании точечного механического сопротивления не представляется возможным. Поэтому представляется целесообразным получить выражения для эффективности активных виброзащитных систем в терминах потоков колебательной энергии, проходящей через различные сечения системы виброизоляции, которые должны позволить судить о протекающих в системе колебательных процессах.

Ключевые слова: виброзащита, вынужденные колебания, виброзащитные системы

Для цитирования: Фомичева Е.В. Анализ повышения эффективности активных виброзащитных систем // Творчество и современность. 2025. № 1. С. 55–59.

DOI: <https://doi.org/10.37909/2542-1352-2025-1-1007>

Analysis of Increasing the Efficiency of Active Vibration Protection Systems

Elena Fomicheva

Associate Professor

Kryachkov Novosibirsk State University of Architecture, Design and Arts

fomicheva.elena.70@mail.ru

Abstract

It is known that it is not possible to establish a strict relationship between root-mean-square vibration levels and vibrational energy in the range of low and medium vibration frequencies of the object under study when using point mechanical resistance. Therefore, it seems appropriate to obtain expressions for the effectiveness of active vibration protection systems in terms of fluxes of vibrational energy passing through various sections of the vibration isolation system, which should allow one to judge the oscillatory processes occurring in the system.

Keywords: vibration protection, forced vibrations, vibration protection systems

For citation: Fomicheva E. (2025) Analysis of Increasing the Efficiency of Active Vibration Protection Systems. *Creativity and modernity*. 27 (1). 55–59.

Введение

Как известно [Вибрации в технике 2021], при исследовании упругих колебаний источник и объект виброизоляции можно рассматривать как упруговязкие системы с конечным числом степеней свободы, малые колебания которых вблизи устойчивого положения равновесия описываются дифференциальными уравнениями Лагранжа второго рода:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [[C] + j[D]]\{q\} = \{Q\} \quad (1)$$

где $[A]$, $[B]$, $[C]$, $[D]$ — матрицы инерции, демпфирования, жесткости и потерь соответственно; $\{q\}$ — вектор перемещений системы; $\{Q\}$ — вектор возмущающих сил (вектор обобщенных сил, действующих на источник), j — коэффициент потерь. Для гармонических процессов уравнение (3) может быть представлено в виде [Ionov 2015]:

$$[Z]\{\dot{q}\} = \{Q\} \quad (2)$$

где $[Z] = \frac{1}{\omega}[D] + j\left[\omega[A] - \frac{1}{\omega}[C]\right]$, здесь ω — частота колебаний объекта виброизоляции.

Для дальнейшего качественного анализа и упрощения изложения рассмотрим только вертикальные колебания масс относительно фундамента с массой, т.е. пренебрегая вращательными и горизонтальными перемещениями, а также не будем учитывать волновые процессы в металлоконструкциях.

Рассмотрим колебания активной системы виброизоляции [Фомичев 2005], динамическая модель которой представлена на рисунке 1.

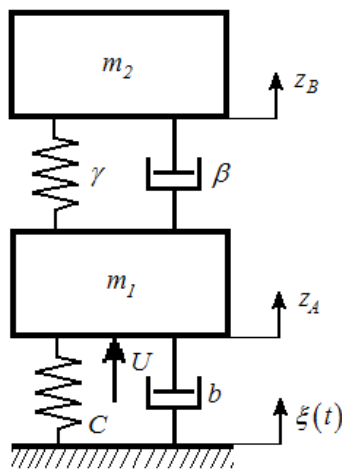


Рисунок 1. Динамическая модель рассматриваемой активной системы виброизоляции

Figure 1. Dynamic model of the active vibration isolation system under consideration

Здесь:

m_1, m_2 — массы промежуточного объекта и основного объекта;

z_A, z_B — перемещения соответствующих объектов;

$\xi(t)$ — кинематическое возмущение;

γ, C — жесткости упругих элементов;

β, b — коэффициенты демпфирования.

Уравнения колебаний такой системы согласно (5) имеют вид:

$$\begin{cases} Z_M^I \dot{q}_M^I + Z_M^{IB} \dot{q}_A^B = Q^I; \\ Z_M^{BI} \dot{q}_M^I + (Z_M^B + Z_A^M) \dot{q}_A^B + Z_A^{MF} \dot{q}_F^A = 0; \\ Z_A^{FM} \dot{q}_M^I + (Z_A^F + Z_F^A) \dot{q}_F^A = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Решая эту систему известными методами линейной алгебры, получим:

$$\begin{cases} \dot{q}_M^I = \frac{\left(1 - \frac{(Z_A^{MF})^2}{(Z_M^B + Z_A^M) \cdot (Z_A^F + Z_F^A)}\right) \cdot Q^I}{Z_M^I \cdot (Z_M^B + Z_A^M) \cdot (Z_A^F + Z_F^A) \cdot \left(1 - \frac{(Z_M^{IB})^2}{Z_M^I (Z_M^B + Z_A^M)} - \frac{(Z_A^{MF})^2}{Z_M^B + Z_A^M}\right)}; \\ \dot{q}_A^B = \frac{Z_M^{BI} \cdot Q^I}{Z_M^I \cdot (Z_M^B + Z_A^M) \cdot \left(1 - \frac{(Z_M^{IB})^2}{Z_M^I (Z_M^B + Z_A^M)} - \frac{(Z_A^{MF})^2}{Z_M^B + Z_A^M}\right)}; \\ \dot{q}_F^A = \frac{Z_M^{IB} \cdot Z_A^{MF} \cdot Q^I}{Z_M^I \cdot (Z_M^B + Z_A^M) \cdot (Z_A^F + Z_F^A) \cdot \left(1 - \frac{(Z_M^{IB})^2}{Z_M^I (Z_M^B + Z_A^M)} - \frac{(Z_A^{MF})^2}{Z_M^B + Z_A^M}\right)}. \end{cases} \quad (4)$$

Механические сопротивления в выражениях (10) для системы твердых тел, соединенных упругими связями, могут быть представлены соотношениями:

$$Z_M^I = j \left(\omega M^I - \frac{C_M^I}{\omega} \right) + D_M^I,$$

$$Z_M^B + Z_A^M = j \left(\omega M^B - \frac{C_M^{IB} + C_A^{MF}}{\omega} \right) + D_M^{IB} + D_A^{MF},$$

$$Z_A^F + Z_F^A = j \left(\omega M^F - \frac{C_A^{MF}}{\omega} \right) + D_A^{MF},$$

где: $[C]$ — матрица жесткости, а j , $[D]$ — коэффициент и матрица потерь.

Из представленных соотношений следует, что с учетом сделанных предположений собственные частоты системы лежат вблизи парциальных частот ω_{01} и ω_{02} , определяемых из соотношений:

$$\omega_{01}^2 = \frac{C_M^I}{M^I}; \quad \omega_{02}^2 = \frac{C_M^I + C_A^{MF}}{M^B} \quad (5)$$

Произведем оценку виброизоляции рассматриваемой активной системы по формуле (2).

Учитывая, что при жесткой установке механизма массой M^I на фундамент с массой M^F имеем:

$$\left(\dot{q}_F^A\right)_R = \frac{Q^I}{\left(Z_A^F\right)_R},$$

то виброизоляция рассматриваемой активной системы может быть представлена в виде:

$$H = 10 \lg \left| \frac{\left(\dot{q}_F^A\right)_R}{\dot{q}_F^A} \right| = 10 \lg \left| \frac{\left(Z_A^F + Z_A^A\right) \cdot \left[Z_M^I \cdot \left(Z_M^B + Z_A^M \right) - \left(Z_M^{IB} \right)^2 - \left(Z_A^{MF} \right)^2 \cdot Z_M^I / \left(Z_A^F + Z_A^A \right) \right]}{\left(Z_A^F \right)_R \cdot Z_M^I \cdot Z_A^{MF}} \right|$$

Поскольку
$$\frac{Z_A^F + Z_A^A}{\left(Z_A^F \right)_R} = \frac{M^F}{M^I + M^B} \approx 1$$

и
$$\frac{\left(Z_A^{MF} \right)^2 \cdot Z_M^I}{Z_A^F + Z_A^A} \ll 1,$$
 то

$$H \cong 10 \lg \left| \frac{Z_M^I \cdot \left(Z_M^B + Z_A^M \right) - \left(Z_M^{IB} \right)^2}{Z_M^{IB} \cdot Z_A^{MF}} \right|. \quad (6)$$

На рисунке 2 показана кривая виброизоляции для рассматриваемой активной виброзащитной системы.

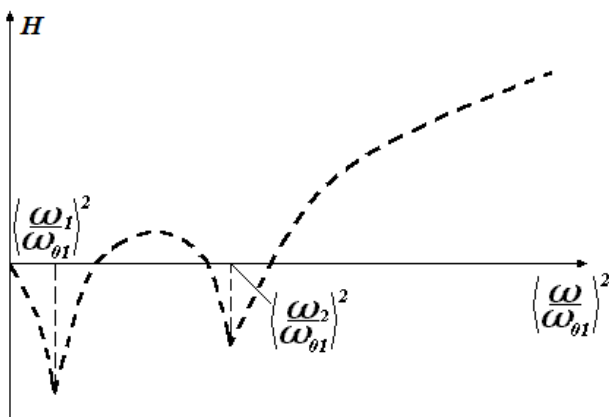


Рисунок 2. Кривая виброизоляции для рассматриваемой активной виброзащитной системы
Figure 2. Vibration isolation curve for the active vibration protection system under consideration

Резонансные частоты рассматриваемой системы ω_1, ω_2 можно определить из соотношений:

$$\omega_1^2 = \omega_{01}^2 \cdot \left(1 - \frac{C_M^{IB} + C_A^{MF}}{M^B \omega^2} \right),$$

$$\omega_2^2 = \omega_{02}^2 \cdot \left(1 + \frac{C_M^{IB} \omega_{01}^2 + C_A^{MF} \omega_{02}^2}{\omega \left(C_M^{IB} + C_A^{MF} \right)^2} \right). \quad (7)$$

Кривая виброизоляции рассматриваемой активной виброзащитной системы имеет два минимума («провала»). Из рисунка видно, что чем меньше парциальные частоты системы, тем выше ее суммарная эффективность в диапазоне частот $\omega > \omega_{02}$, т.е. частотный диапазон эффективной работы рассматриваемой активной виброзащитной системы будет расширяться при сдвиге парциальных частот ω_{01}, ω_{02} влево по шкале частот.

Снижение собственных частот виброзащитной системы достигается уменьшением жесткости гидравлической и пневматической частей рассматриваемой активной системы виброизоляции.

Поскольку вторая парциальная частота ω_{02} тем меньше, чем меньше соотношение C_A^{MF} / C_M^{IB} :

$$\frac{\omega_{02}^2}{\omega_{01}^2} = \left(1 + \frac{C_A^{MF}}{C_M^{IB}} \right) \cdot \frac{M^I}{M^B},$$

то отсюда следует целесообразность снижения жесткости гидравлических частей опор и повышение массы промежуточной металлоконструкции, поскольку в последнем выражении присутствует мно-

$$\frac{M^I}{M^B}.$$

В данной модели учтены только вертикальные перемещения конструкций. С учетом же поворотных и горизонтальных перемещений число провалов на обобщенной кривой виброизоляции, соответствующих резонансным частотам для этих перемещений, резко увеличится. Эффективным способом борьбы с резонансными явлениями в виброизолирующих системах является установка параллельно виброизоляторам демпферов, вносящих потери на частотах резонансов системы, или введение потерь в сами конструкции виброизоляторов.

Список литературы

1. Вибрации в технике: в 3 т. / под ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 2021. т.6. С. 220–256.
2. Ionov A.V. Effectiveness criterion of active vibration control systems and the determination of compensating force vectors. / A.V. Ionov // "Journal of Technical Acoustics". 2015. v.2. p. 9–22.
3. Фомичев П.А. Гидравлические виброизолирующие опоры нового поколения / С.П. Глушков, П.А. Фомичев, Е.В. Фомичева. Новосибирск, Новосибирская академия водного транспорта, 2005 г. 190 с.

References

1. Vibrations in technology: in 3 volumes / edited by K.V. Frolova. Moscow: Mashinostroenie, 2021. vol. 6. pp. 220–256.
2. Ionov A.V. Effectiveness criterion of active vibration control systems and the determination of compensating force vectors. / A.V. Ionov // "Journal of Technical Acoustics". 2015. v.2. p. 9–22.
3. Fomichev P.A. Hydraulic vibration-insulating supports of a new generation / S.P. Glushkov, P.A. Fomichev, E.V. Fomicheva. Novosibirsk Academy of Water Transport, Novosibirsk. 2005. 190 p.

Материал передан в редакцию 09.09.2024.