

ИЗЛУЧАЕМАЯ ВИБРАЦИОННАЯ МОЩНОСТЬ В КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ С ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИМ КОМПЕНСАТОРОМ

Ю. А. Бурьян¹, А. В. Зубарев², Д. В. Ситников¹

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²Федеральный научно-производственный центр «Прогресс»,
Россия, 644018, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4

В работе рассмотрены вопросы оценки излучаемой вибрационной мощности в системе виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний. Принцип действия активного динамического гасителя колебаний (электродинамический компенсатор виброактивных сил) заключается в том, что при возвратно-поступательном движении массы создается инерционная сила, компенсирующая на заданной частоте виброактивную силу. Приведены принципиальные схемы, уравнения движения, передаточные функции и дана оценка излучаемой мощности.

Ключевые слова: виброизоляция, электродинамический компенсатор, система управления, вибрационная мощность.

Введение

Пассивные системы виброизоляции с различными упругодиссипативными амортизаторами успешно применяются для снижения вибрационной нагрузки на корпус судна. Если высокочастотные составляющие усилий виброактивных агрегатов хорошо ослабляются пассивной системой, то снижение нагрузки на корпус для низких частот является в настоящее время ещё не решенной проблемой.

Современные корабли ВМФ имеют большую энерговооруженность, что порождает вибрацию и шум, передающиеся в водную среду. Скрытность действия кораблей, в том числе по гидроакустическим полям, является одной из важнейших из их тактико-технических характеристик.

Первичное гидроакустическое поле корабля (акустический портрет) является наиболее информативным признаком, позволяющим обнаруживать и классифицировать морские объекты на дистанциях несколько сотен километров [1].

Вследствие того, что наиболее опасным, с точки зрения обнаружения подводных лодок (далее — ПЛ), является первичное гидроакустическое поле, создаваемое различными активными виброакустическими агрегатами и корпусом корабля, в настоящее время имеется достаточно большой арсенал конструктивных средств по снижению мощности акустического поля.

Одним из наиболее эффективных методов снижения излучаемой вибрационной мощности является применение различных средств виброизоляции, которые обеспечивают изоляцию корпусных конструкций от виброактивного оборудования и защищают оборудование от качки, взрывов и ударов.

Основной характеристикой виброизолятора является частота f_0 собственных колебаний, определяемая по выражению:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{M}},$$

где c — коэффициент жёсткости, Н/м; M — масса нагрузки, кг.

Таблица 1
Table 1

№	Поколение	Основные типы амортизаторов, их собственные частоты колебаний	
		Главные механизмы	Вспомогательные механизмы
1	I	ГТЗА установлены жёстко. Редукторы — на двухпластинчатые амортизаторы ($f_0 = 30$ Гц)	Установлены на АКСС-М, двухпластинчатые амортизаторы ($f_0 = 30$ Гц)
2	II	ГТЗА установлены на наборные цилиндрические амортизаторы ($f_0 = 18$ Гц)	Установлены на АКСС-И, АПС без воздуха ($f_0 = 15$ Гц)
3	III	ГТЗА в составе блочных или агрегатированных установок размещено на резинокордных амортизаторах ($f_0 = 4$ Гц)	Установлены на АКМ, ВСМ, АПРКУ, АПРК-1000 ($f_0 = 8$ Гц)
4	IV	ГТЗА в составе БПТУ устанавливаются на амортизаторы ($f_0 = 2,5$ Гц)	Устанавливаются на АПРК-1500, ЭВ, ЭСА-100, КРМ-250, АПС ($f_0 = 6 \dots 7$ Гц)

История развития применения виброизоляторов для подводных лодок 1–4 поколений показана в табл. 1 [2], где обозначено БПТУ — блок паротурбинной установки; ГТЗА — главный турбозубчатый агрегат.

Необходимо отметить, что снижение для ПЛ 4-го поколения собственной частоты амортизаторов вносит дополнительные сложности, связанные с максимальными смещениями вывешиваемого оборудования (при $f_0 = 2$ Гц до 100 мм).

Известно [3], что эффективность виброизоляции будет существенной, если частота вибровозбуждения в 2–3 раза превышает f_0 .

Если учесть, что в настоящее время основным частотным диапазоном для дальнего обнаружения ПЛ в глубоком океане является диапазон 5–40 Гц [4], то разработка технических средств, снижающих контрастно выраженные дискретные составляющие акустических спектров ПЛ в этом диапазоне, является актуальной задачей.

Если для целей виброзащиты нашли достаточно широкое применение активные виброзащитные системы (АВЗС), в которых в качестве силового устройства (актуатора) применяются гидравлические, электродинамические, пьезоэлектрические и другие устройства, то для целей виброизоляции, т.е. для уменьшения передачи усилия на основание, что особенно актуально для судостроения, активные системы практически не применяются.

В обзорной работе [5] дан подробный анализ и представлены предельные возможности активных систем с различными типами актуаторов, устанавливаемых между колеблющейся массой и корпусом, работа которых определяется системой управления по сигналам акселерометра или датчика силы.

Активные системы виброизоляции повышают эффективность ослабления передачи усилия на корпус в довольно узкой области частот за резонансом колебательной системы, могут иметь частоту настройки в этой области с минимальным значением коэффициента виброизоляции и могут понижать значение резонансной частоты [6–9].

Уменьшение величины передаваемого усилия на корпус в дорезонансной области с помощью актуатора, установленного между колеблющейся массой и корпусом, принципиально невозможно, так как на этих частотах уменьшение амплитуды колебаний массы компенсируется увеличением усилия актуатора на корпус.

Постановка задачи

Для решения актуальной проблемы снижения усилия на корпус в области низких дорезонансных частот можно использовать силовые устройства, устанавливаемые на основание или на колеблющуюся массу и создающие инерционные динамические усилия в противофазе с усилием от колеблющейся массы [10].

Принципиальная схема активной системы компенсации виброактивных сил представлена на рис. 1.

Движение пассивной системы виброизоляции относительно положения равновесия и электродинамического компенсатора (ЭДК) без учета упругости балки описывается следующими дифференциальными уравнениями [11]:

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 + b_0 \dot{x}_0 + c_0 x_0 &= F_0 \sin \omega t \\ m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 &= Bli \\ L \frac{di}{dt} + ri &= u - Bli \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где u — напряжение управления на обмотке катушки; i — сила тока; Bli — электродинамическая сила; L, r — индуктивность и активное сопротивление катушки; B — магнитная индукция; l — общая длина проводника; F_0, ω — амплитуда и частота возмущающей силы; c_0, c_1 — коэффициенты жёсткости; b_0, b_1 — коэффициенты вязкого трения.

Реакция опоры от пассивной системы определяется по выражению:

$$R = c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0,$$

а величина усилия компенсации от ЭДК имеет вид:

$$R_k = m_1 \ddot{x}_1.$$

В этом случае для описания поведения системы компенсации к уравнениям (1) необходимо добавить выражения для закона управления ЭДК

$$\left. \begin{aligned} u &= Ku_{вх} \\ u_{вх} &= K_{ac}(c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0 - m_1 \ddot{x}_1) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Система уравнений (1) и (2) адекватно описывает динамику системы при следующих допущениях:

— величина R во всем диапазоне рассматриваемых частот не превышает R_k ;

— взаимовлияние R и R_k в месте установки ЭДК отсутствует, то есть имеется условный точечный контакт.

Структурная схема компенсации виброактивных сил, как система автоматического управления в соответствии с (2) и системой уравнений (1), представлена на рис. 2.

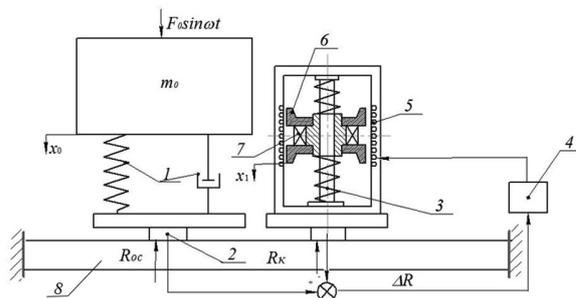


Рис. 1. Принципиальная схема:

- 1 — пассивная система виброизоляции;
- 2 — датчики силы; 3 — пружина; 4 — усилитель;
- 5 — катушка; 6 — магнитопровод;
- 7 — неодимовый магнит; 8 — балка;

$F_0 \sin \omega t$ — виброактивная сила;
 R — реакция основания от пассивной системы;
 R_k — реакция основания от ЭДК

Fig. 1. Principal scheme:

- 1 — passive system of vibration isolation;
- 2 — force sensors; 3 — spring; 4 — amplifier;
- 5 — coil; 6 — magnetic core;
- 7 — neodymium magnet; 8 — beam;

$F_0 \sin \omega t$ — vibroactive force;
 R — reaction of the base from the passive system;
 R_k — reaction of the base from the EDC

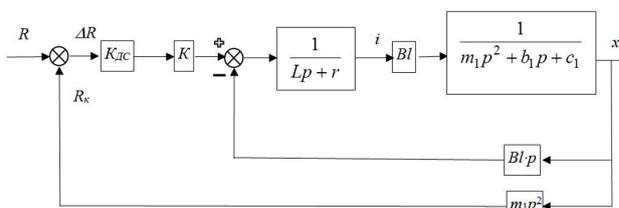


Рис. 2. Структурная схема ЭДК
 Fig. 2. Structural scheme EDC

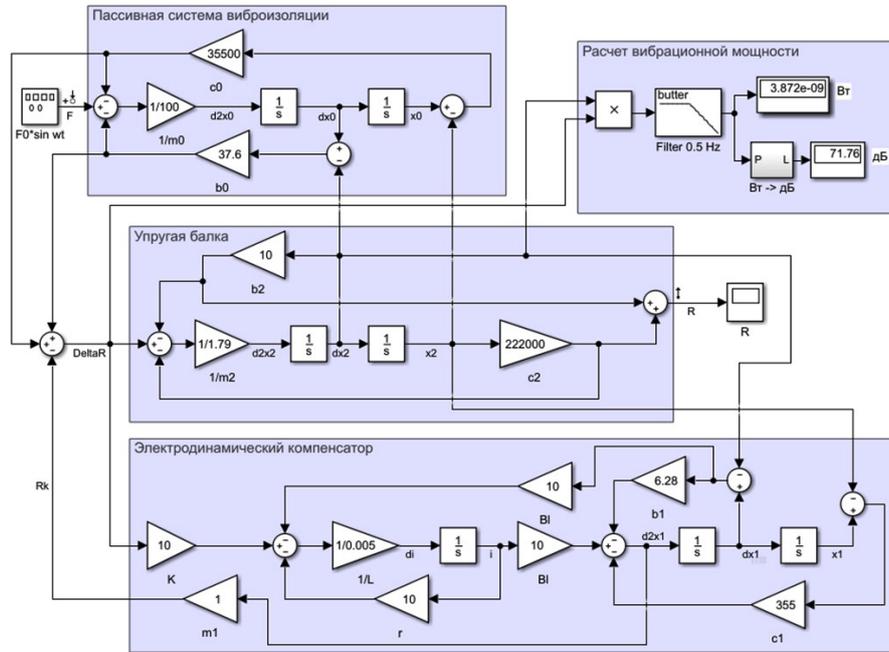


Рис. 3. Модель системы в программе Simulink
Fig. 3. System model in Simulink

Передаточная функция системы управления на рис. 2 будет равна:

$$W_{R,\Delta R}(p) = \frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}, \quad (3)$$

где $a_3 = Lm_1$, $a_2 = Lb_1 + rm_1$, $a_1 = rb_1 + (Bl)^2 + Lc_1$, $a_0 = rc_1$.

Оценка устойчивости по критерию Гурвица

$$(Bl + r m_1 + K_{AC} K B l m_1) \cdot (c_1 L + r b + B^2 l^2) > L m_1 c_1 r \quad (4)$$

показывает, что система устойчива при любых значениях параметров.

Для параметров: $Bl = 10 \text{ Тл}\cdot\text{м}$; $L = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}$; $r = 10 \text{ Ом}$; $m_1 = 1 \text{ кг}$; $c_1 = 10^3 \text{ Н/м}$; $b_1 = 10 \text{ Нс/м}$; $K_{AC} = 10 \text{ В/м}$, в программе Matlab/Simulink был проведён анализ системы автоматического управления (рис. 3) и определено, что для снижения колебательности и уменьшения длительности переходного процесса в систему целесообразно ввести ПИ-регулятор с передаточной функцией $W_p = K + \frac{K_u}{p}$.

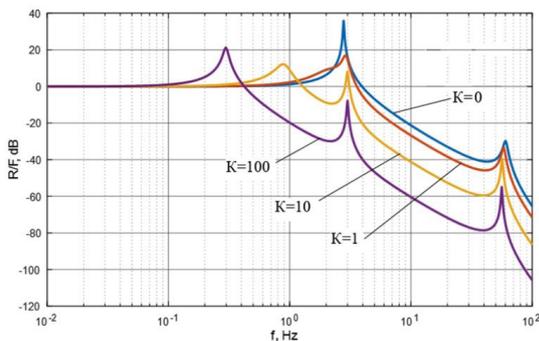


Рис. 4. Частотные характеристики R(f)
Fig. 4. Frequency characteristics R(f)

Частотные характеристики $R(f)$ приведены на рис. 4, из которых следует, что при $K = 1000$ и $K_u = 3$ компенсация виброактивных сил, вызванных пассивной системой виброизоляции, составляет 20 и более дБ в диапазоне частот 0,5–100 Гц.

Теория

Для оценки излучаемой мощности в колебательной системе с компенсатором виброактивных сил необходимо задать упруго-диссипативные характеристики основания. Будем полагать, что пассивная система с массой m_0 и компенсатором установлены на балке с жёстким защемлением на обоих концах.

Заменим защеплённую балку с распределённой массой m упругой системой с одной сосредоточенной массой M , расположенной в середине пролёта и которая имеет частоту колебаний, равную первой частоте балки с распределённой массой.

Пусть уравнение упругой оси при колебаниях балки имеет вид:

$$x(y, t) = x(y) \cdot F(t). \quad (5)$$

Система с сосредоточенной массой будет иметь ординату стоячей волны в виде:

$$x(y, t) = x_0 F(t), \quad (6)$$

где x_0 — амплитуда колебания точки приложения массы M и силы $F(t)$ из равенства кинетических энергий рассматриваемых систем можно определить приведённую массу M [12]:

$$M = \frac{\int_0^l m(y) \cdot x^2(y) dy}{x_0^2}. \quad (7)$$

Уравнение упругой линии защемлённой балки имеет вид [13]:

$$y(x) = \frac{Px^3}{12EJ} + \frac{Plx^2}{12EJ}, \quad (8)$$

где P — погонный вес; l — длина; E — модуль Юнга; J — момент инерции сечения.

Максимальное перемещение в середине балки будет определяться по выражению

$$y_m = \frac{P^3}{192EJ}.$$

Вычисляя интеграл в выражении (7) для величины M получим:

$$M = 0,371 ml. \quad (9)$$

При жёсткой заделке концов балки первая частота f_1 колебаний балки имеет вид [13]:

$$f_1 = \frac{k_1^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S^3}}, \quad (10)$$

где $k_1 l = 4,730$; S — площадь сечения; ρ — плотность.

Собственная частота колебаний f_1 защемлённой балки для судовых перекрытий составляет 30–50 Гц при расстоянии между шпациями 1–2 м [14].

Например, для швеллера № 5 при $l=2$ м собственная частота f_1 составляет 39,75 Гц, приведённая масса 1,79 кг, а жесткость эквивалентной пружины $2,22 \cdot 10^5$ Н/м.

Для оценки излучаемой вибрационной мощности в колебательной системе целесообразно от модели в виде упругой балки с сосредоточенной массой перейти к системе с массой, равной сосредоточенной, и пружиной, жесткость c_2 которой соответствует частоте f_1 .

Будем также полагать, что излучаемая мощность определяется только колебаниями массы с пружиной и демпфером, эквивалентными упругой балке, а при учёте влияния ЭДК предполагается, что он установлен вблизи точечного воздействия на балку со стороны пассивной системы виброизоляции.

Уравнения движения трёхмассовой динамической системы при допущениях — система совершает однонаправленные движения — движения масс m_0 , m_1 и m_2 рассматриваются относительно положения равновесия — имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + b_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_2) + c_0(x_0 - x_2) = F_0 \sin \omega t, \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_0) + c_0(x_2 - x_0) + c_2 x_2 + b_2 \dot{x}_2 = -m_1 \ddot{x}_1, \\ m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(x_1 - x_2) = Bl \cdot i, \\ L \frac{di}{dt} + r i + Bl(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = u, \\ u = K_{AC} \cdot K[(x_2 - x_0)c_0 + (\dot{x}_2 - \dot{x}_0)b_0 - m_1 \ddot{x}_1]. \end{cases} \quad (11)$$

Принцип определения мощности в простой колебательной системе, описываемой уравнением:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t,$$

где x — перемещение массы m ; F_0 — амплитуда силы — const; b — коэффициент демпфирования; c — коэффициент жёсткости, заключается в том, что [15] мощность N определяется по выражению:

$$N_a = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot \dot{x}(t) dt, \quad (12)$$

где T — период гармонического процесса.

Мгновенная колебательная мощность имеет вид:

$$N(t) = \frac{1}{2} F_0 \dot{x}_0 \cos \varphi - \frac{1}{2} F_0 \cdot \dot{x}_0 \cos(2\omega t + \varphi \dot{x}). \quad (13)$$

Постоянная в этом выражении представляет собой активную колебательную мощность N_a

$$N_a(t) = \frac{1}{2} F_0 \dot{x}_0 \cos \varphi, \quad (14)$$

а переменная составляющая при усреднении обращается в нуль.

Учитывая, что

$$\begin{aligned} \dot{x}_0 &= \frac{F_0}{|Z|}, \\ \cos \varphi &= \frac{b}{|Z|}, \end{aligned}$$

где $Z = b + i\left(\omega m - \frac{b}{c}\right)$ — механический импеданс или полное механическое сопротивление, для N_a можно записать:

$$N_a = \frac{1}{2} \frac{b}{|Z|^2} = \frac{1}{2} F_0^2 \frac{b\omega^2}{\omega^2 b^2 + (m\omega^2 - c)^2}. \quad (15)$$

Если ввести обозначения $\frac{b}{m} = 2n$; $\frac{c}{m} = \omega_0^2$, то получим:

$$N_a = \frac{1}{2} F_0^2 \frac{2n \cdot \omega^2}{m \left[4n^2 \omega^2 + (\omega^2 - \omega_0^2)^2 \right]}. \quad (16)$$

Для рассматриваемой сложной системы с ЭДК величина F_0 соответствует $\Delta R(\omega)$ и зависит как от частоты внешнего воздействия на пассивную систему, так и от параметров системы виброизоляции. Для оценки величины излучаемой мощности, в этом случае, целесообразно анализ зависимости $N_a(\omega)$ провести численно с использованием программы Matlab/Simulink.

Для оценки излучаемой вибрационной мощности рассматриваемой системы в качестве примера приведена система с параметрами: $m_0 = 100$ кг, $m_1 = 1$ кг, $m_2 = 1,79$ кг, $c_0 = 3,55 \cdot 10^4$ Н/м, $c_2 = 2,22 \cdot 10^5$ Н/м, $b_0 = 37,6$ Нм/с, $b_1 = 6,28$ Нм/с, $c_1 = 10^3$ Н/м, $b_2 = 10$ Нм/с, $Bl = 10$ Тл·м; $L = 5 \cdot 10^{-3}$ Гн; $r = 10$ Ом; $K = 10$, $F_0 = 1$ Н.

Модель в соответствии с уравнениями (11) в программе Matlab/Simulink приведена на рис. 3.

Результаты численных расчётов в программе Matlab/Simulink представлены на рис. 5 и 6. На рис. 6

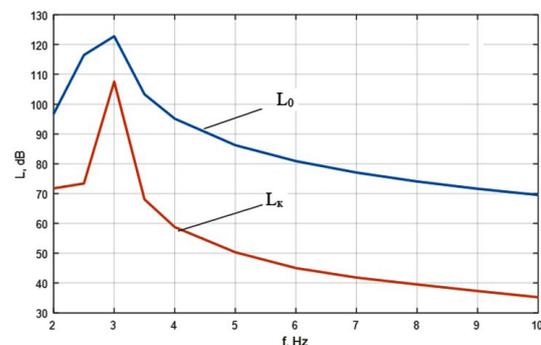


Рис. 5. Вибрационная мощность без компенсатора (L_0) и с компенсатором (L_k) при $K=10$
Fig. 5. Vibration power without compensator (L_0) and with compensator (L_k) at $K = 10$

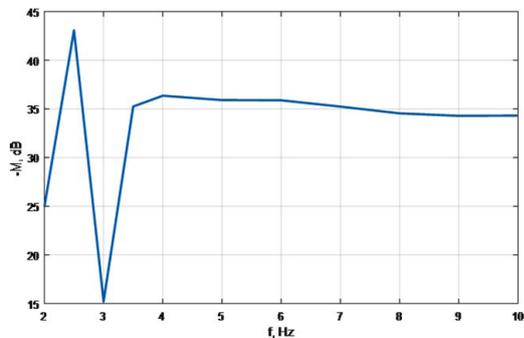


Рис. 6. Коэффициент эффективности компенсации при $K=10$
Fig. 6. Efficiency of compensation coefficient at $K=10$

для сравнения приведены значения излучаемой вибрационной мощности в системе виброизоляции с электродинамическим компенсатором и без него.

На рис. 6 приведена зависимость коэффициента эффективности системы с компенсатором:

$$M = 20 \lg \frac{N_{ак}}{N_a},$$

где $N_{ак}$, N_a — вибрационные мощности в системах с компенсацией и без компенсации соответственно.

Заключение

Проведённое исследование излучаемой вибрационной мощности в простой системе виброизоляции с электродинамическим компенсатором виброактивных сил, установленным вблизи с точкой воздействия на корпус со стороны пассивной системы, показало, что коэффициент эффективности в диапазоне 2–10 Гц составляет 20–35 дБ.

Список источников

1. Пархоменко В. В., Пелевин Ю. В. Особенности акустической защиты атомных подводных лодок США // *Зарубежное военное обозрение*. 1988. № 7. С. 23–27.
2. Пархоменко В. Н., Пархоменко В. В. Снижение шумности отечественных атомных подводных лодок с 1965 по 1995 гг. // *Фундаментальная и прикладная геофизика*. 2012. Т. 5, № 2. С. 52–57.
3. *Вибрации в технике: справ. в 6 т.* / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.
4. Зыонг Минь Хай. Математические методы и модели оптимизации систем акустического экранирования подводных транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук. М., 2016. 215 с.
5. Кирюхин А. В., Тихонов В. А., Чистяков А. Г., Яблонский В. В. Активная виброзащита — назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2011. № 2. С. 108–111.
6. Бурьян Ю. А., Шалай В. В., Зубарев А. Н., Поляков С. Н. Динамическая компенсация виброактивных сил в колебательной системе // *Механотроника, автоматизация, управление*. 2017. № 3 (18). С. 192–195.

7. Петров А. А. Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию // *Доклады XXVII сессии РАО. Reports of the XXVII session of RAO*. СПб, 2014. С. 1033–1043.

8. Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем: моногр. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с. ISBN 978-5-02-018976-8.

9. Рыбак Л. А., Синёв А. В., Пашков А. И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. М.: Янус-К, 1997. 160 с.

10. Пат. 2556867 Российская Федерация. Активная виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы охлаждения ядерного реактора подводной лодки / Кирюхин А. В., Федоров В. А., Мильман О. О. № 2013158496; опублик. 20.07.15, Бюл. № 20.

11. *Вибрации в технике: справ. в 6 т.* / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.

12. Волков А. С., Плотников Ю. Г. *Динамические расчёты упругих систем*. Хабаровск, 2007. 97 с.

13. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. *Колебания в инженерном деле: моногр.* / пер. с англ. Корнейчук Л. Г., под ред. Григориюк Э. И. Машиностроение, 1985. 472 с.

14. Дятченко С. В. Проектирование конструкций днищевых покрытий промысловых судов с учётом требований снижения вибрации // *Известия КГТУ*. 2008. № 14. С. 109–117.

15. *Вибрации в технике: справ. в 6 т.* / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. М. Д. Генкина. М.: Машиностроение, 1981. Т. 5. 496 с.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

ЗУБАРЕВ Александр Викторович, кандидат технических наук, генеральный директор НПП «Прогресс».

СИТНИКОВ Дмитрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

Адрес для переписки: kafck@mail.ru

Для цитирования

Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Ситников Д. В. Излучаемая вибрационная мощность в колебательной системе с электродинамическим компенсатором // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2017. Т. 1, № 2. С. 27–32.

Статья поступила в редакцию 11.11.2017 г.

© Ю. А. Бурьян, А. В. Зубарев, Д. В. Ситников

EMITTED VIBRATION POWER IN OSCILLATING SYSTEM WITH ELECTRODYNAMIC COMPENSATOR

Yu. A. Burian¹, A. V. Zubarev², D. V. Sitnikov¹

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²Federal Research and Production Center «Progress»,
Russia, Omsk, 5 Kordnaya St., 4, 644018

The problems of measuring the emitted vibration in the active dynamic vibration damper are considered in the paper. The principle of action of the active dynamic vibration damper (electrodynamic compensator of vibration forces) is that with the reciprocating motion of the mass, the inertial force is created to compensate the vibration force at the given frequency. Principal schemes, equations of motion, transfer functions and estimates of radiated power are given.

Keywords: vibration isolation, electrodynamic compensator, control system, vibration power.

References

1. Parkhomenko V. V., Pelevin Yu. V. Osobennosti akusticheskoy zashchity atomnykh podvodnykh lodok SSHA [Features of the acoustic protection of US nuclear submarines] // Zarubezhnoye voyennoye obozreniye. Foreign Military Review. 1988. No. 7. P. 23–27. [In Russ.].
2. Parkhomenko V. N., Parkhomenko V. V. Snizheniye shumnosti otechestvennykh atomnykh podvodnykh lodok s 1965 po 1995 gg. [Noise reduction of domestic nuclear submarines from 1965 to 1995] // Fundamental'naya i prikladnaya geofizika. Fundamental and Applied Hydrophysics. 2012. Vol. 5, no. 2. P. 52–57. [In Russ.].
3. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. / Chief Ed. V. N. Chelome; Ed. K. V. Frolov. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 6. 456 p. [In Russ.].
4. Zyong Min' Khay. Matematicheskiye metody i modeli optimizatsii sistem akusticheskogo ekranirovaniya podvodnykh transportnykh sredstv [Mathematical methods and optimization models of acoustic shielding systems for underwater vehicles]. Moscow, 2016. 215 p. [In Russ.].
5. Kiryukhin A. V., Tikhonov V. A., Chistyakov A. G., Yablonskiy V. V. Aktivnaya vibrozashchita — naznacheniyе, printsipy, sostoyaniye. 1. Naznacheniyе i printsipy razrabotki [Active vibration protection — purpose, principles, condition. 1. Purpose and principles of development] // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. Engineering and Automation Problems. 2011. No. 2. P. 108–111. [In Russ.].
6. Burian Yu. A., Shalay V. V., Zubarev A. N., Polyakov S. N. Dinamicheskaya kompensatsiya vibroaktivnykh sil v kolebatel'noy sisteme [Dynamic compensation of vibrational forces in the oscillatory system] // Mekhatronika, avtomatizatsiya, upravleniye. Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie. 2017. No. 3 (18). P. 192–195. [In Russ.].
7. Petrov A. A. Ustoychivost' odnomassovoy sistemy aktivnoy vibroizolyatsii s obratnoy svyaz'yu po silovomu vozdeystviyu [Stability of a single-mass active vibration isolation system with feedback on force effects] // Doklady XXVII sessii RAO. Reports of XXVII session of RAO. Saint Petersburg, 2014. P. 1033–1043. [In Russ.].
8. Eliseyev S. V., Reznik Yu. N., Khomenko A. P. Mekhatronnyye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatel'nykh sistem [Mechatronic approaches to the dynamics of mechanical oscillation systems]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2011. 384 p. ISBN 978-5-02-018976-8. [In Russ.].
9. Rybak L. A., Sinlav A. V., Pashkov A. I. Sintez aktivnykh sistem vibroizolyatsii na kosmicheskikh ob'yektakh [Synthesis of active systems of vibration isolation on space objects]. Moscow: Yanus-K Publ., 1997. 160 p. [In Russ.].
10. Patent 2556867 RU. Aktivnaya vibroizoliruyushchaya sistema truboprovodov avariynoy sistemy raskholzhivaniya yadernogo reaktora podvodnoy lodki [Active vibration isolation system pipelines of submarine nuclear reactor emergency cooling system] / Kiryukhin A. V., Fedorov V. A., Mil'man O. O. No. 2013158496; publ. 20.07.15, Bull. No. 20. [In Russ.].
11. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. / Chief Ed. V. N. Chelome; Ed. E. E. Lavedel. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 4. 509 p. [In Russ.].
12. Volkov A. S., Plotnikov Yu. G. Dinamicheskiye raschety uprugikh sistem [Dynamic calculations of elastic systems]. Khabarovsk, 2007. 97 p. [In Russ.].
13. Timoshenko S. P., Yang D. Kh., Uiver U. Kolebaniya v inzhenernom dele [Fluctuations in engineering] / Trans. Korneychuk L. G. Ed. Grigolyuk E. I. Mashinostroyeniye Publ., 1985. 472 p.
14. Dyatcheko S. V. Proyektirovaniye konstruksiy dnu-shchevykh pokrytiy promyslovnykh sudov s uchatom trebovaniy snizheniya vibratsii [Designing of bottom coating structures for fishing vessels, taking into account the requirements for reducing vibration] // Izvestiya KGTU. Izvestiya KGTU. 2008. No. 14. P. 109–117.
15. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. / Chief Ed. V. N. Chelome; Ed. M. D. Genkin. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 5. 466 p. [In Russ.].

BURIAN Yuriy Andreyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
ZUBAREV Aleksandr Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, General Director of Federal Research and Production Center «Progress», Omsk.
SITNIKOV Dmitriy Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, OmSTU, Omsk.

Address for correspondence: kafck@mail.ru

For citations

Burian Yu. A., Zubarev A. V., Sitnikov D. V. Emitted vibrational power in an oscillating system with an electrodynamic compensator // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 2. P. 27–32.

Received 11 November 2017.

© Yu. A. Burian, A. V. Zubarev, D. V. Sitnikov