

УДК 621.318.3:621.3.07

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ УПРАВЛЯЕМЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ВИБРОГАСИТЕЛЕЙ

Гуров А.П., к.т.н., проф., Васильев А.Г., к.т.н., Черно А.А., ассист.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев 54025, г. Николаев, пр. Героев Сталинграда, 9

E-mail: www.alexcherno@yandex.ru

В статті розглянута можливість підвищення амплітуди коливань електромагнітних керованих динамічних віброгасника шляхом удосконалення їх конструкції. Запропонована конструкція віброгасника з зниженою радіальною силою тяжіння магнітопроводів, яка дозволяє збільшити амплітуду коливань за рахунок використання пружних елементів з малою поперечною жорсткістю.

Ключові слова: керований динамічний віброгасник, магнітна система.

In the article the possibility of electromagnetic adaptive dynamic vibration dampers oscillations amplitude increase by means of their construction improvement has been discussed. Vibration damper construction with the reduced diametrical attraction force of the magnetic cores, which allows increasing the oscillations amplitude by means of elastic elements with low cross hardness application has been proposed.

Key words: adaptive dynamic vibration damper, magnetic system.

Введение. Управляемые виброзащитные системы с электромагнитными динамическими виброгасителями являются эффективным средством борьбы с низкочастотной нестационарной вибрацией [3, 6]. Причем, они могут применяться как для снижения уровня колебаний виброактивного оборудования, так и для ограничения распространения вибрации от вибротехнологических установок на корпусные конструкции. В последнем случае виброзащитная система должна удовлетворять следующим требованиям: суммарная сила реакции виброгасителей должна быть соизмеримой с силой, развиваемой виброприводом, а их суммарная масса должна быть на 1..2 порядка меньше массы вибротехнологической установки. Эти требования противоречивы и в большинстве случаев невыполнимы. Поэтому актуальной задачей является повышение силы реакции электромагнитных управляемых виброгасителей (УДВГ) при тех же габаритах и массе.

Анализ предыдущих исследований. В работе [4] предложено увеличение силы реакции электромагнитных УДВГ путем управления их демпфированием. Это позволяет повысить эффективность управляемых виброзащитных систем при той же массе виброгасителей, либо уменьшить габариты и массу виброгасителей при той же эффективности. Следует отметить, что в последнем случае сила реакции УДВГ остается неизменной за счет повышения амплитуды колебаний виброгасящей массы.

Анализ параметров различных вибротехнологических установок [3 и др.] показал, что для ограничения распространения их вибрации на корпусные конструкции при удовлетворительных массогабаритных показателях виброзащитной системы необходимы виброгасители, развивающие амплитуду колебаний порядка 10..20 мм.

Известная конструкция УДВГ с цилиндрическими магнітопроводами и прорезными мембранами [6] (рис. 1) рассчитана на амплитуду колебаний, не превышающую 2 мм. Это ограничение обусловлено зоной упругих деформаций прорезных мембран. Расширение этой зоны путем изменения параметров, модификации или использования новых упругих элементов приводит к уменьшению их поперечной жесткости, что вызывает залипание магнітопроводов. Поэтому для повышения амплитуды ко-

лебаний электромагнитных УДВГ необходимо внести принципиальные изменения в их конструкцию.

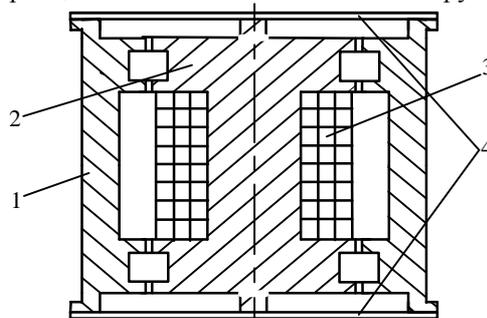


Рисунок 1 – УДВГ с цилиндрическими магнітопроводами: 1, 2 – неподвижный и подвижный магнітопроводы; 3 – обмотка; 4 – мембраны

Цель работы. Повышение амплитуды колебаний УДВГ путем модификации их магнитной системы.

Материал и результаты исследований. Наиболее простой способ повышения амплитуды колебаний УДВГ состоит в использовании конструкции, аналогичной динамическому виброгасителю стержневого типа [3]. При этом в качестве упругих элементов используются стержни (рис. 2), зона упругих деформаций которых расширяется путем увеличения их длины.

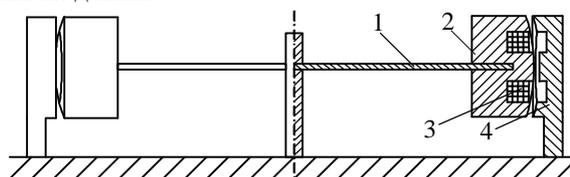


Рисунок 2 – УДВГ стержневого типа:

1 – упругий стержень; 2 – подвижный магнітопровод; 3 – обмотка; 4 – неподвижный магнітопровод

Однако такая конструкция имеет существенный недостаток – неоправданно большие габариты. Поэтому более перспективным путем повышения амплитуды колебаний УДВГ является модификация конструкции с цилиндрическими магнітопроводами, позволяющая уменьшить силу притяжения магніто-

проводов УДВГ в радіальному напрямленні з метою запобігання їх залипання і використовувати пружні елементи з малою поперечною жорсткістю. Для цього необхідно побудувати магнітну ланку таким чином, щоб її провідність відносно основного потоку практично не залежала від порушення центровки магнітопроводів. Даному умову задовольняє конструкція, в якій основний магнітний потік проходить послідовально через обидва повітряні зазор в одному напрямленні (рис. 3).

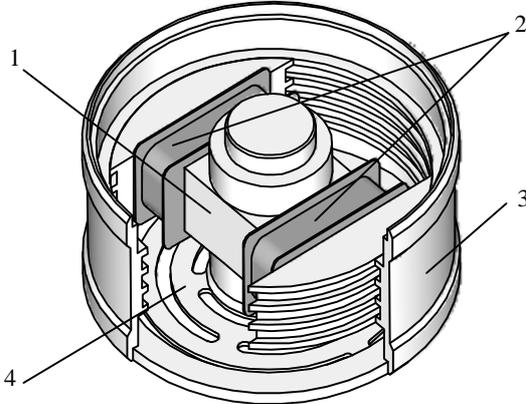


Рисунок 3 – Конструкція УДВГ со зниженою радіальною силою притягання полюсів: 1, 3 – подвижний і неподвижний магнітопроводи; 2 – двухсекционная обмотка; 4 – нижний пружный элемент

С помощью метода конформных преобразований [1] и методов расчета магнитных цепей [5] были получены уравнения, позволяющие определить значения силы притяжения магнітопроводов УДВГ (рис. 1) и (рис. 3) в радіальному напрямленні F_n при заданном нарушении центровки Δ . Для конструкции (рис. 1):

$$F_n = \frac{1}{2} (IW)^2 \frac{d}{d\Delta} \left(\frac{\Lambda_\delta(\Delta)}{\Lambda_\delta(\Delta) R_{ct} + 2} \right),$$

где

$$\Lambda_\delta(\Delta) = 5,6\pi r_2 n \mu_0 + 2r_2 n b_z \mu_0 \int_0^\pi \frac{d\varphi}{\sqrt{r_2^2 + \Delta^2 - 2r_2\Delta \cos \varphi - r_2 + \delta_0}};$$

$$R_{ct} = \frac{H-h}{\pi \mu_{ct}} \left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_4^2 - r_3^2} \right) + \frac{1}{\pi \mu_{ct} h} \ln \frac{2r_2}{r_1};$$

I, W – соответственно ток и число витков обмотки; $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнитная проницаемость воздуха; μ_{ct} – магнитная проницаемость стали; r_1 – радиус внутреннего стержня подвижного магнітопровода; r_2 – радиус полюсов подвижного магнітопровода; r_3 и r_4 – соответственно внутренний и наружный радиусы подвижного магнітопровода; H – высота магнітопроводов; h – высота полюса; n – число зубцов на полюсе; b_z – ширина зубца; δ_0 – величина воздушного зазора при идеальной центровке магнітопроводов.

Для конструкции (рис. 3):

$$F_n = \frac{1}{2} (IW)^2 \frac{d}{d\Delta} (R_{\delta 1}(\Delta) + R_{\delta 2}(\Delta) + R_{ct})^{-1},$$

где

$$R_{\delta 1}(\Delta) = \frac{1}{2r_2 \mu_0 n} \times \left(0,7\pi + b_z \int_0^{\pi/4} \frac{d\varphi}{\sqrt{r_2^2 + \Delta^2 - 2r_2\Delta \cos \varphi - r_2 + \delta_0}} \right)^{-1};$$

$$R_{\delta 2}(\Delta) = \frac{1}{2r_2 \mu_0 n} \times$$

$$\left(0,7\pi + b_z \int_{3\pi/4}^\pi \frac{d\varphi}{\sqrt{r_2^2 + \Delta^2 - 2r_2\Delta \cos \varphi - r_2 + \delta_0}} \right)^{-1};$$

$$R_{ct} = \frac{1}{\mu_{ct}} \left(\frac{1}{h} + \frac{l_2}{r_1 h_2} + \frac{2\sqrt{2}}{r_2 + r_1 \sqrt{2}} \cdot \frac{r_2 - r_1 - l_2}{h} + \frac{3\pi r_3}{8(H \cdot (r_4 - r_3) + n b_z h_z)} \right);$$

h_2 – ширина сердечника обмотки; l_2 – толщина обмотки; h_z – длина зубцов.

Результаты расчетов (табл. 1) показали, что в предложенной конструкции (рис. 3) сила притяжения магнітопроводов в радіальному напрямленні на порядок меньше, чем в известной конструкции (рис. 1) при одинаковых значениях силы, действующей в осевом напрямленні.

Таблица 1 – Значения силы $F_n, Н$

$\Delta, мкм$	20	40	60	80	100
УДВГ (рис. 1)	50	104	167	246	354
УДВГ (рис. 3)	5,4	11,0	16,8	23,1	30,2

Для подтверждения данных расчетов были изготовлены экспериментальные образцы УДВГ и проведен ряд опытов, результаты которых с достаточной для практических целей точностью совпадают с полученными теоретическими результатами.

Выводы. Наиболее перспективным путем повышения амплитуды колебаний УДВГ является использование конструкции, магнитная ланка которой построена таким образом, что основной магнітний потік проходить последовательно через оба воздушных зазора в одном напрямленні. Это позволяет на порядок снизить силу притяжения магнітопроводов в радіальному напрямленні и дает возможность использовать пружные элементы с малою поперечною жорсткістю, способные развивать большие амплитуды колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

- Бинс К., Лауренсон П. Анализ и расчет электрических и магнитных полей. – М.: Энергия, 1970. – 376 с.
- Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. – 509 с.
- Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К.В. Фролова. – 456 с.
- Гуров А.П., Черно О.О. Керування демпфуванням динамічних віброгасників з великою амплітудою коливань // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Зб. наук. праць. – Львів, 2006. – Вип. 40. – С. 75 – 83.
- Основы теории электрических аппаратов / Таев И.С., Буль Б.К., Годжелло А.Г. и др. – М.: Высшая школа, 1987. – 351 с.
- Пассивная и активная виброзащита судовых механизмов / Божко А.Е., Галь А.Ф., Гуров А.П. и др. – Л.: Судостроение, 1988. – 176 с.

Стаття надійшла 28.04.2007 р.
Рекомендована до друку д.т.н., проф.
Родькіним Д.Й.