М.А. Будниченко, В.А. Некрасов
АО «ПО «Севмаш», Северодвинск, Россия

ВЛИЯНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА ТИПА ЭСА-100

Объект и цель научной работы. Объектом научной работы является резинометаллический виброизолятор типа ЭСА-100. Цель работы – исследование зависимости динамических характеристик виброизолятора типа ЭСА-100 от величины статической нагрузки.

Материалы и методы. Испытания виброизоляторов проводились на сервогидравлической испытательной машине АО «ПО «Севмаш», входящей в состав комплекса стендов для измерений динамических характеристик виброизолирующих конструкций, по методу измерения механических сопротивлений виброизолирующих конструкций в условиях статических нагрузок.

Основные результаты. Выведена эмпирическая формула для расчета коэффициента увеличения динамической жесткости виброизолятора ЭСА-100 в зависимости от коэффициента увеличения статической нагрузки.

Заключение. Эмпирическая формула, полученная в результате выполнения данной работы, позволяет рассчитать фактическую жесткость виброизолятора ЭСА-100 в условиях, когда фактическая статическая нагрузка в несколько раз превышает номинальную статическую нагрузку.

Ключевые слова: взаимный спектральный анализ, виброизолятор, виброускорение, датчик силы, динамическая сила, испытания, механическое сопротивление, сервогидравлический вибратор, статическое нагружение, частотная зависимость.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

Для цитирования: Будниченко М.А., Некрасов В.А. Влияние статической нагрузки на динамические характеристики резинометаллического виброизолятора типа ЭСА-100. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 3(385): 153–157.

УДК 62-752:678.4 DOI: 10.24937/2542-2324-2018-3-385-153-157

M. Budnichenko, V. Nekrasov
JSC PO Sevmash, Severodvinsk, Russia

EFFECT OF STATIC LOAD UPON DYNAMICS OF ESA-100-TYPE RUBBER-METAL VIBRATION ISOLATOR

Object and purpose of research. This paper studies ESA-100-type rubber-metal vibration isolator. The purpose of this work is to study the effect of static load upon dynamic parameters of this vibration isolator.

Materials and methods. Vibration isolators were tested at JSC PO Sevmash servohydraulic test rig being one of dynamic test facilities for vibration isolators. The method of the study was mechanical impedance measurement on vibration isolators under static loads.

Main results. This study yielded an empirical formula for dynamic stiffness increase coefficient of ESA-100 vibration isolator versus the increase coefficient of static load.

Conclusion. The empirical formula yielded by this study makes it possible to calculate actual stiffness of ESA-100 vibration isolator when actual static load is several times higher than the nominal one.

Key words: Cross-spectrum analysis, vibration isolator, vibration acceleration, force sensor, dynamic force, mechanical impedance, servohydraulic vibrator, static load, frequency relationship.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

For citations: Budnichenko M., Nekrasov V. Effect of static load upon dynamics of ESA-100-type rubber-metal vibration isolator. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; 3(385): 153–157 (in Russian).

UDC 62-752:678.4 DOI: 10.24937/2542-2324-2018-3-385-153-157

Исследованиям были подвергнуты поочередно четыре резинометаллических виброизолятора [1] типа ЭСА-100 с номинальной нагрузочной способностью 100 кгс. По схеме на рис. 1 на сервогидравлической испытательной машине измерялись механические сопротивления виброизоляторов при возбуждении динамической силой со стороны входа и заблокированном выходе.

Нижняя «выходная» арматура виброизолятора жестко соединялась с монтажной плитой силовой рамы. Верхняя «входная» арматура через переходник массой 9,4 кг и датчик силы ДС1 соединялась со штатным датчиком силы испытательной машины ДС0, установленным на плунжере сервогидравлического вибратора (СГВ). Комбинированное статическое и динамическое нагружение виброизолятора осуществлялось СГВ, размещенным на верхней траверсе силовой рамы и управляемым в режиме статического нагружения сигналом, который формируется системой управления (СУ), а в режиме динамического нагружения – внешним широкополосным случайным сигналом типа «белый шум», формируемым внутренним генератором сигналов анализатора.

Сила статического нагружения измерялась с помощью тензометрического датчика силы ДС0 и контролировалась по показаниям цифрового индикатора системы управления СГВ. Виброускорение входа виброизолятора измерялось с помощью пьезоэлектрического акселерометра А1, установленного на корпусе датчика силы ДС0. Сила динамического нагружения измерялась с помощью пьезоэлектрического датчика силы ДС1. Ускорение монтажной плиты для контроля условия «заторможенности выхода» измерялось с помощью пьезоэлектрического акселерометра А0. Пьезоэлектрические преобразователи подключались к анализатору 2034 через предварительные усилители заряда 2626.

Частотная зависимость входного механического сопротивления виброизолятора $Z_{11}(f, \Delta f)$ измерялась как комплексное отношение динамической силы $F_1(f, \Delta f)$, действующей на вход виброизолятора, к виброскорости $V_1(f, \Delta f)$ входа виброизолятора [2]:

$$Z_{11}(f) = \frac{F_1(f)}{V_1(f)} = j2\pi f \frac{F_1(f)}{A_1(f)}, \qquad (1)$$

где $A_1(f)$ – виброускорение входа виброизолятора; f – частота динамической силы, приложенной к входу виброизолятора.

Каждый виброизолятор испытывался при статическом нагружении 50, 100, 200, 250 и 1000 кгс. Перед проведением измерений, после статического нагружения виброизолятора, выполнялись проверки линейности и соблюдения условия блокировки выхода. Проверка линейности осуществлялась контролем постоянства отношения силы, действующей на входе, к виброускорению входа виброизолятора. Процедура проверки подробно описана в [2]. Проверка условия блокировки выхода выполнялась

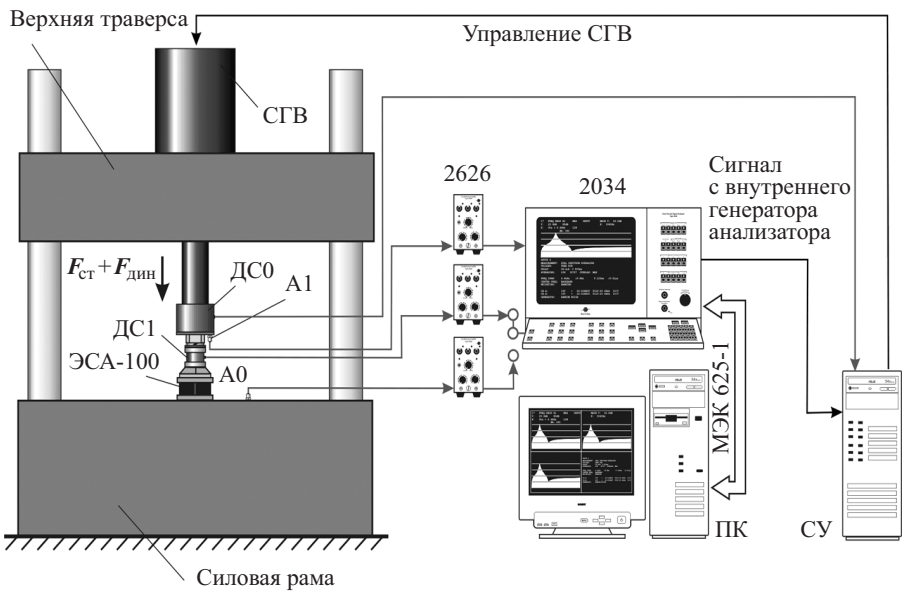

Рис. 1. Схема испытаний по определению механических сопротивлений виброизоляторов ЭСА-100: СГВ – сервогидравлический вибратор; СУ – система управления; ДС0 – датчик силы испытательной машины; ДС1 – датчик силы; А0, А1 – акселерометры; 2626 – предусилители заряда; 2034 – анализатор сигналов; ПК – персональный компьютер

Fig. 1. Layout of mechanical impedance tests for ESA-100 vibration isolators: СГВ – servohydraulic vibrator; СУ – control system; ДС0 – force sensor of the test machine; ДС1 – force sensor; А0, А1 – accelerometers; 2626 – charge pre-amplifiers; 2034 – signal analyser; ПК – personal computer

проверкой соотношения виброускорений, измеренных на входе и заторможенном выходе виброизолятора. Для схемы испытаний, изображенной на рис. 1, это условие подтверждалось соблюдением соотношения

$$L_{A1}(f) - L_{A0}(f) \geq 20 \text{ дБ}, \quad (2)$$

где $L_{A1}(f)$ – логарифмический уровень виброускорения, измеряемого акселерометром А1, на входе виброизолятора; $L_{A0}(f)$ – логарифмический уровень виброускорения, измеряемый акселерометром А0, на монтажной плите силовой рамы.

Спектральное преобразование по алгоритму быстрого преобразования Фурье [3], интегрирование сигнала виброускорения и постспектральная обработка измеряемых сигналов с использованием набора функций взаимного спектрального анализа [4] выполнялись базовым программным обеспечением анализатора. При этом частотные зависимости входного механического сопротивления в комплексной форме, модуля и фазового угла входного механического сопротивления испытываемого виброизолятора рассчитывались по формулам [1]

$$Z_{11}(f,\Delta f) = j2\pi f\left[\frac{\overline{G_{F1A1}}(f,\Delta f)}{\overline{G_{A1A1}}(f,\Delta f)}\right]; \quad (3)$$

$$|Z_{11}(f,\Delta f)| = \sqrt{\left[\operatorname{Re} Z_{11}(f,\Delta f)\right]^2 + \left[\operatorname{Im} Z_{11}(f,\Delta f)\right]^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_{Z_{11}}(f,\Delta f) = \arctan\left(\frac{\operatorname{Re} Z_{11}(f,\Delta f)}{\operatorname{Im} Z_{11}(f,\Delta f)}\right), \quad (5)$$

где $\overline{G_{F1A1}}(f,\Delta f)$, $\overline{G_{A1A1}}(f,\Delta f)$ – усредненные взаимный и собственный спектры силы и виброускорения, измеряемых датчиком силы ДС1 и акселерометром А1; Δf – частотное разрешение спектрального преобразования.

Величина динамической силы регулировалась выходным аттенюатором внутреннего анализатора при полностью открытом входном аттенюаторе модуля внешнего сигнала системы управления СГВ. Уровень вынуждающей динамической силы устанавливался таким, чтобы при частотном разрешении 0,5 Гц во всем контролируемом частотном диапазоне соблюдалось условие

$$\gamma^2_{F1A1}(f,\Delta f) \geq 0,8, \quad (6)$$

где $\gamma^2_{F1A1}(f,\Delta f)$ – функция когерентности между сигналами динамической силы, действующей на вход виброизолятора и виброускорения входа виброизолятора.

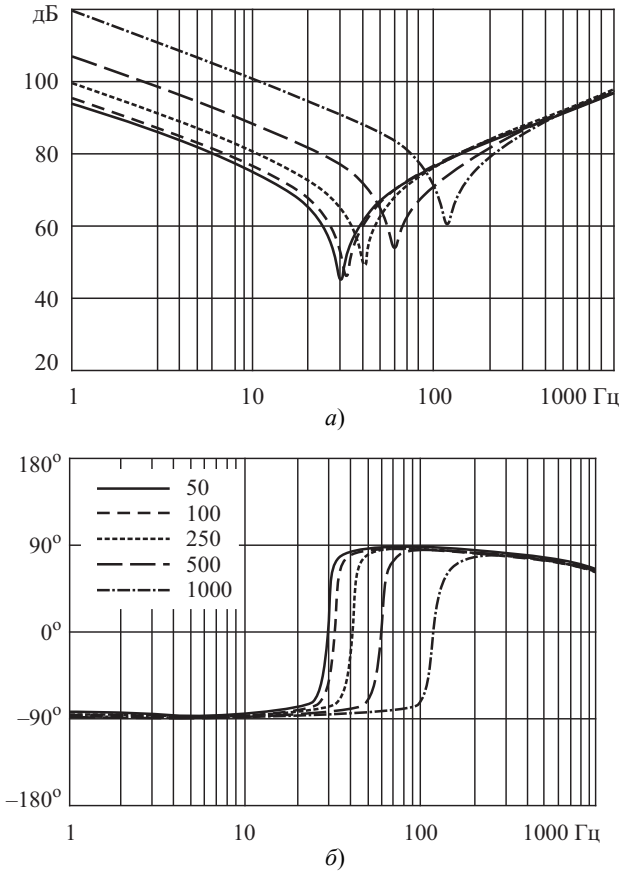

Рис. 2. Частотные зависимости модулей (*а*) и фазовых углов (*б*) входных механических сопротивлений резинометаллического виброизолятора ЭСА-100, измеренные при различных статических нагрузках

Fig. 2. Frequency relationships for moduli (*a*) and phase angles (*b*) of input mechanical impedances for ESA-100 rubber-metal vibration isolator, measured under different static loads

Количество усредненных спектров неперекрывающихся независимых реализаций измеряемых сигналов в соответствии с рекомендациями [4, (89)] было выбрано равным 200, что обеспечивало нормированную случайную погрешность измерения входного механического сопротивления, не превышающую 2 %.

Типичные измеренные при различных статических нагрузках частотные зависимости модуля и фазового угла входного механического сопротивления виброизолятора ЭСА-100 представлены на рис. 2. Как видно на рисунке, с ростом статиче-

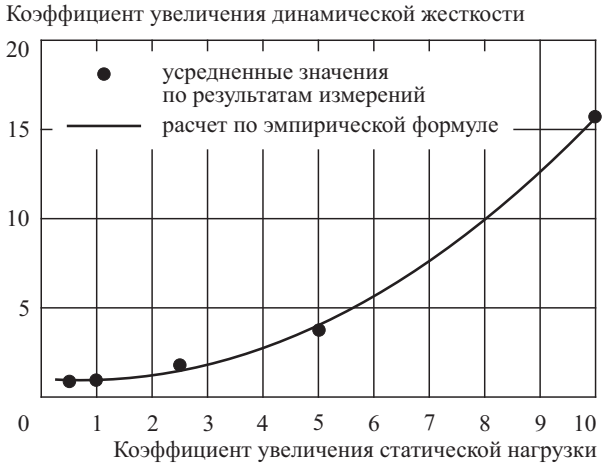

Рис. 3. Изменение динамической жесткости виброизолятора ЭСА-100 в зависимости от изменения статической нагрузки

Fig. 3. Dynamic stiffness of ESA-100 vibration isolator under different static loads

ской нагрузки увеличивается жесткостная составляющая входного механического сопротивления виброизолятора. Следствием увеличения жесткостной составляющей при неизменной инерционной составляющей является увеличение частоты резонанса, на которой наблюдается минимум модуля входного механического сопротивления (рис. 2*а*) и переход через ноль частотной зависимости фазового угла входного механического сопротивления (рис. 2*б*).

По измеренным на жесткостных участках значениям мнимых частей входных механических сопротивлений были рассчитаны динамические силы каждого испытанного виброизолятора $C_i(F_{\text{СТ}})$ и усредненная динамическая жесткость $C_{\text{ср}}(F_{\text{СТ}})$ в зависимости от статической нагрузки:

$$C_i(F_{\text{СТ}}) = 2\pi f \,|\, \text{Im}\, Z_{11_i}(f, \Delta f, F_{\text{СТ}})\,|\Big|_{f \ll f_0}; \qquad (7)$$

$$C_{\text{ср}}(F_{\text{СТ}}) = \frac{1}{4}\sum_{i=1}^{4} C_i(F_{\text{СТ}}), \qquad (8)$$

где $i = 1, \ldots, 4$ – порядковый номер испытанного виброизолятора; $F_{\text{СТ}}$ – статическая нагрузка; f_0 – резонансная частота.

Далее, также в зависимости от статической нагрузки, были рассчитаны коэффициент увеличения динамической жесткости и коэффициент увеличения статической нагрузки $K_{\text{Н}}(F_{\text{СТ}})$:

$$K_{\text{С}}(F_{\text{СТ}}) = \frac{C_{\text{ср}}(F_{\text{СТ}})}{C_{\text{ср}}(F_{\text{СТ ном}})} \text{ и } K_{\text{Н}}(F_{\text{СТ}}) = \frac{F_{\text{СТ}}}{F_{\text{СТ ном}}}, \qquad (9)$$

где $F_{\text{СТ ном}} = 100$ кгс – номинальная статическая нагрузка виброизолятора ЭСА-100.

По рассчитанным значениям была выведена эмпирическая формула для расчета коэффициента увеличения динамической жесткости виброизолятора ЭСА-100 в зависимости от коэффициента увеличения статической нагрузки:

$$K_{\text{С}}(K_{\text{Н}})\Big|_{0,3 \le K_{\text{Н}} \le 10} =$$

$$= 0,17 \cdot K_{\text{Н}}^2 + 0,24 \cdot K_{\text{Н}} + 1\Big|_{0,3 \le K_{\text{Н}} \le 10}. \qquad (10)$$

Полученная функциональная зависимость в графической форме представлена на рис. 3. Здесь же изображены усредненные значения коэффициента увеличения динамической жесткости, рассчитанные по результатам измерений.

Библиографический список

References

1. *Ляпунов В.Т.*, *Лавендел Э.Э.*, *Шляпочников С.А.* Резиновые виброизоляторы. Справочник. Л.: Судостроение, 1988. [*Lyapunov V.T.*, *Lavendel E.E.*, *Shlyapochnikov S.A.* Rubber vibration isolators. Reference book. L.: Sudostroyeniye, 1988. (in Russian)].
2. *Попков В.И.*, *Попков С.В.* Колебания механизмов и конструкций. СПб.: Сударыня, 2009. [*Popkov V.I.*, *Popkov S.V.* Oscillations of machinery and structures. SPb.: Sudarynya, 2009. (in Russian)].
3. *Randall, R.B.* Frequency Analysis. K. Larsen & Son, Glostrup, Denmark, 1987.
4. *Бендат Дж.*, *Пирсол А.* Прикладной анализ случайных данных. М.: Мир, 1989. [*Bendat J.*, *Piersol A.* Random data: Analysis and Measurement Procedures. M.: Mir, 1989. (Russian translation)].

Сведения об авторах

Будниченко Михаил Анатольевич, к.т.н., генеральный директор АО «ПО «Севмаш». Адрес: 164500, Россия, Северодвинск, Архангельское шоссе, 58. Тел.: 8 (8184) 50-46-01. E-mail: smp@sevmash.ru.

Некрасов Владимир Александрович, к.т.н., начальник сектора АО «ПО «Севмаш». Адрес: 164500, Россия, Северодвинск, Архангельское шоссе, 58. Тел.: 8 (8184) 50-46-01. E-mail: smp@sevmash.ru.

About the authors

Budnichenko, Mikhail A., Cand. of Tech. Sc., Director General, JSC PO Sevmash. Address: 58, Arkhangelskoye shosse, Severodvinsk, Arkhangelsk Oblast, Russia, post code 164500. Tel.: 8 (8184) 50-46-01. E-mail: smp@sevmash.ru.

Nekrasov, Vladimir A., Cand. Of Tech. Sc., Head of Sector, JSC PO Sevmash. Address: 58, Arkhangelskoye shosse, Severodvinsk, Arkhangelsk Oblast, Russia, post code 164500. Tel.: 8 (8184) 50-46-01. E-mail: smp@sevmash.ru.

Поступила / Received: 12.07.18
Принята в печать / Accepted: 07.08.18
© Будниченко М.А., Некрасов В.А., 2018