

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ПРЕЦИЗИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

**А.Ф. Зелов**

*Федеральный научно-производственный центр «Прогресс», г. Омск*

Рассматриваются результаты испытаний комбинированной виброзащитной системы, предназначенной для подавления колебаний прецизионного оборудования. Предварительно был проведен глубокий анализ теоретических исследований в области создания виброзащитных систем. Эти исследования показали недостаточную разработку данного направления знаний. Особенность заключается в том, что в большинстве исследований в качестве силовых элементов рассматриваются электромагнитные устройства. Однако в большинстве случаев электромагнитные поля отрицательно влияют на работу прецизионного оборудования, установленного на виброзащитных столах. Это обстоятельство заставило нас искать возможности использования силовых элементов с применением альтернативных видов энергии. Одним из таких видов является энергия сжатого газа. Среди силовых элементов, широко используемых в пневматических системах особое место занимают резинокордные оболочки. Они обладают высокой грузоподъемностью, малой жесткостью и при этом значительно дешевле пневмоцилиндров. Однако резинокордные оболочки имеют серьезный недостаток, который заключается в том, что они обеспечивают лишь одностороннюю силовую направленность. Обратный ход этих устройств осуществляется за счет веса установленного на них оборудования, либо за счет упругих элементов. Было принято решение в конструкции силового привода виброзащитной системы использовать реверсор, подобный тем, которые используются на разрывных машинах для сжатия образцов. Резинокордная оболочка, установленная на реверсор, позволяет отказаться от упругих элементов для осуществления обратного хода и сделать этот процесс управляемым. Таким образом, одна оболочка выполняет функцию пассивной виброзащиты, а две других (для одной опоры), работая в противофазе колебаниям виброзащищаемой платформы, – активную систему. Работая одновременно, они образуют комбинированную систему виброзащиты. Исследование разработанной математической модели комбинированной системы виброзащиты с дроссельным управлением давлением газа в силовых элементах показала ее эффективность в низкочастотном диапазоне. Для проведения лабораторных испытаний разработан и построен стенд, который включает в себя систему возбуждения колебаний, комбинированную систему силовой реализации, управляющий вычислительный комплекс и измерительно-вычислительный комплекс. Испытания проводились на созданном экспериментальном стенде с системой автоматического управления по скорости перемещения защищаемого объекта. Полученные результаты свидетельствуют об эффективности разработанной комбинированной виброзащитной системы в сравнении с работой только пассивной системы.

Проведенная оценка качества комбинированной виброзащитной системы с использованием интегральных критериев показала ее эффективность по сравнению с пассивной виброзащитной системой при гармоническом возбуждении на величину до 40 %. Полученные результаты испытаний имеют расхождение в низкочастотной области рабочего диапазона с данными математического моделирования на уровне 10 %.

*Ключевые слова: пассивная виброзащита, активная виброзащита, резинокордная оболочка, экспериментальный комплекс.*

**Введение.** Современные измерительные приборы и точное технологическое оборудование часто нуждаются в эффективной защите от вибраций [1–4]. Кроме того, в настоящее время существенно возросла необходимость в активной защите от вибраций научной аппаратуры на космических аппаратах [1, 5], самолетах и других транспортных средствах [6, 7]. Учитывая концентрацию машиностроительных производств в Омском регионе, исследуемое в работе направление является актуальным.

Для защиты технических и биологических объектов от вибрационного возбуждения [8] в области низких частот в настоящее время остаются упругие элементы [9]. Массивные фундаменты не всегда способны изолировать аппаратуру от вибраций, вызванных как внутренними источниками (насосы, компрессоры, вентиляторы), так и внешними (тяжелые транспортные средства).

Для решения задачи снижения низкочастотных вибраций находят все большее применение активные виброзащитные устройства [10].

В системах активной виброзащиты формируются воздействия, приложенные непосредственно к изолируемому объекту наряду с вынуждающими силами с целью их компенсации [11, 12]. Практически всегда активная виброзащита – результат совокупного действия активных и пассивных элементов [13].

Поскольку работа этих систем связана с использованием энергии, подводимой извне, то, очевидно, для эффективной работы необходимо в определенные моменты времени либо подводить, либо рассеивать определенное ее количество [14].

**1. Постановка задачи.** Разработке и исследованию одного из вариантов построения комбинированной системы виброзащиты с использованием резинокордных оболочек (РКО) посвящена настоящая работа, которая выполнена в научно-исследовательской лаборатории «Волновая механика» кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета.

На основе проведенного анализа существующих разработок в области виброзащитных стендов [15–17], была разработана концепция стенда и предложена конструкция [18], позволяющая проводить испытания комбинированной системы виброзащиты прецизионного оборудования.

Экспериментальный комплекс включает в себя три системы: систему возбуждения колебаний, комбинированную систему виброзащиты и информационно-измерительную систему.

**2. Физическая модель.** Компоновка стенда, имитирующего плоскую модель объекта с пассивной и установленной параллельно активной виброзащитной системой, представлены на рис. 1. На станине 10 закреплены верхняя 1 и нижняя 2 качающиеся балки. На балке 2 размещены кронштейны 3, на которых установлены РКО пассивной системы виброзащиты 5 и верхняя РКО активной системы виброзащиты 6. Нижняя РКО активной системы виброзащиты 7, установленная на реверсоре 4 под нижней балкой, имитирующей стол, опираясь на нее, воздействует на верхнюю балку. Верхняя и нижняя РКО активной системы виброзащиты через золотниковый распределитель соединены с питающей воздушной магистралью 17.

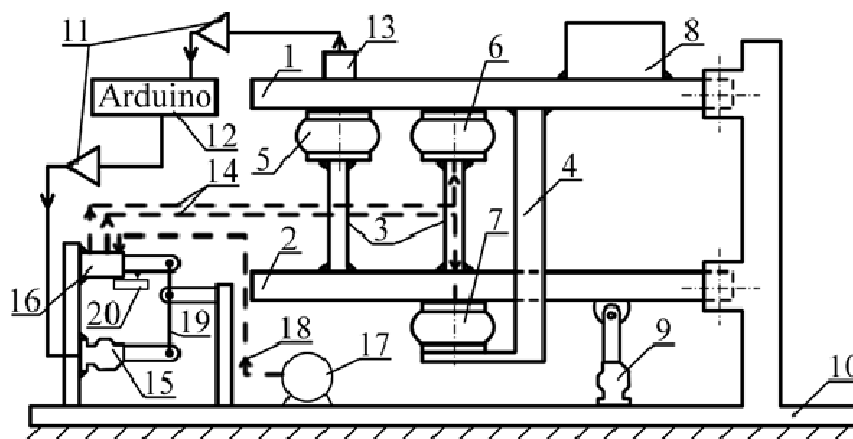


Рис. 1. Компоновка экспериментального комплекса с САУ по скорости: 1 – верхняя балка, имитирующая виброзащищаемую платформу; 2 – нижняя балка, имитирующая стол; 3 – кронштейн; 4 – реверсор; 5 – РКО пассивной системы виброзащиты; 6, 7 – верхняя и нижняя РКО активной системы виброзащиты; 8 – грузы; 9, 15 – силовой гидроцилиндр; 10 – станина; 11 – согласующие усилители; 12 – микроконтроллер; 13 – датчик угловой скорости; 14 – подача воздуха в РКО; 16 – распределительный золотник; 17 – система компрессор-ресивер; 18 – воздушная магистраль; 19 – рычаг; 20 – датчик положения золотника

## Расчет и конструирование

Активная виброзащитная система с САУ по скорости перемещения верхней балки работает следующим образом: при изменении положения штока силового гидроцилиндра 9 нижняя балка 2 через элементы пассивной виброзащитной системы 5 создает вынужденные колебания верхней балки 1. Сигнал с датчика угловых скоростей 13 поступает через согласующий усилитель 11 на вход микроконтроллера 12. В зависимости от величины и знака сигнала датчика 13 шток силового гидроцилиндра начинает перемещаться на величину, соответствующую управляющему сигналу с микроконтроллера. Управляющий сигнал корректируется в соответствии с сигналом датчика положения штока гидроцилиндра 20 управляющего золотником клапана управления 16. Сигнал с микроконтроллера усиливается согласующим усилителем 11. При этом через жесткий рычаг 19, перемещается шток золотника для подачи воздуха либо в РКО 6, либо в РКО 7. При смещении золотника 16 от нейтрального положения происходит наполнение воздухом с избыточным давлением одной из РКО активной системы, что повышает жесткость и изменяет ее высоту. Одновременно происходит сброс избыточного давления через золотник из противоположной РКО в атмосферу. Давление в РКО 5 устанавливается в зависимости от веса груза 8.

Общий вид экспериментального стенда представлен на рис. 2.



Рис. 2. Экспериментальный стенд для исследования комбинированной системы виброзащиты

**3. Экспериментальные исследования.** Испытания разработанной системы виброзащиты проводились в сентябре – октябре текущего года.

Цель испытаний – оценка работоспособности и эффективности комбинированной системы виброзащиты с использованием РКО, а также алгоритма управления в частотном диапазоне 0,5...5 Гц и постоянной амплитуде колебаний балки 2. Обработка полученных результатов эксперимента проводилась в два этапа.

На первом этапе были построены графики всех сохраненных в файл отчета данных.

На втором этапе проводилась оценка качества полученных данных, сравнение и интерпретация результатов эксперимента.

Используя интегральные оценки качества систем, можно оценить их эффективность в сравнении между собой, в том числе и во всем частотном диапазоне [19].

О качестве переходного процесса можно судить также по виду АЧХ исследуемой системы. Пик характеристики является косвенной оценкой колебательности процесса. На рис. 3 приведена АЧХ перемещений верхней балки, где максимальная амплитуда находится в диапазоне 1,5...2 Гц, а второй пик наблюдается в диапазоне 3...3,5 Гц. Поскольку собственная частота РКО пассивной системы лежит в диапазоне 3...4 Гц, то можно предположить, что второй пик связан с наложением

собственных частот колебаний РКО и колебаний самой балки. Первый пик, находящийся в диапазоне низких частот 1,5...2 Гц, обусловлен резонансными явлениями.

Сравнение графиков АЧХ перемещений верхней балки, полученных на стенде и на математической модели [20], представлено на рис. 4. Результаты сопоставлены по амплитудным значениям и частотным характеристикам. Анализ изменения амплитуды от частоты показывает, что графики идентичны, кроме участка в диапазоне 3...4 Гц, на котором, в эксперименте наблюдается резонанс, обусловленный наложением собственных частот РКО на частоту вынуждающей силы.

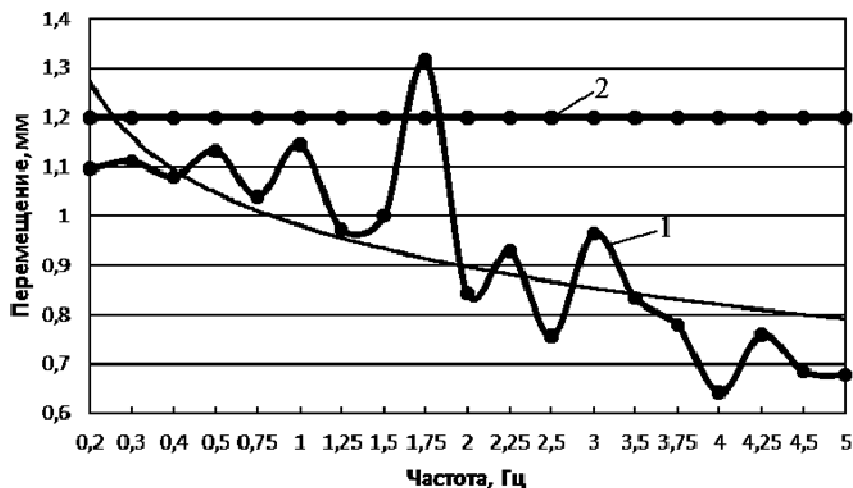


Рис. 3. АЧХ перемещений верхней балки только с пассивной системой (линия 1) и АЧХ перемещений нижней балки (линия 2)

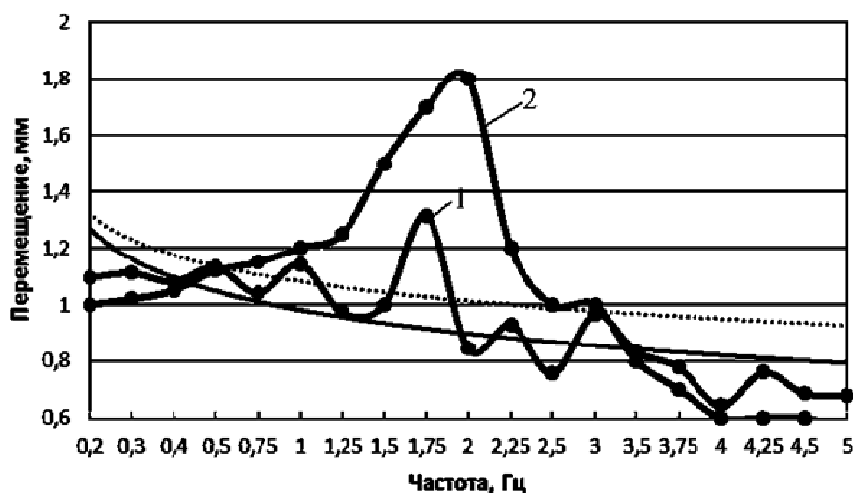


Рис. 4. Сравнение АЧХ перемещений верхней балки только с пассивной системой, полученных на экспериментальном комплексе (линия 1) и АЧХ перемещений, полученных на математической модели (линия 2)

Значения перемещений балки на двух графиках отличаются в резонансной области (1,5...3 Гц), это объясняется особенностью работы пневмосистемы стенда. Которая заключается в том, что при использовании пневмоклапана с отрицательным осевым перекрытием окон в его нейтральном положении (при неработающей активной системе виброзащиты) магистраль подачи газа соединена со сливом и с обеими РКО, что вызывает дополнительное демпфирование колебаний верхней балки. Эта особенность повышает эксплуатационные характеристики объекта, однако при проведении эксперимента на физической модели — является недостатком. С учетом этой особенности можно говорить, что графики имеют удовлетворительную сходимость и физическая модель построена корректно, и на экспериментальном стенде можно получать достоверные данные.

Далее был произведен анализ работы активной системы виброзащиты, работающей в комбинированном режиме, т. е. с одновременно включенной пассивной системой.

## Расчет и конструирование

На рис. 5 представлены графики, которые свидетельствуют об эффективности подавления колебаний верхней балки комбинированной системой виброзащиты во всем представленном частотном диапазоне. Однако в диапазоне 1,5...2,5 Гц, как и в случае испытаний только с пассивной системой наблюдается максимум, однако резонансные явления не очевидны.

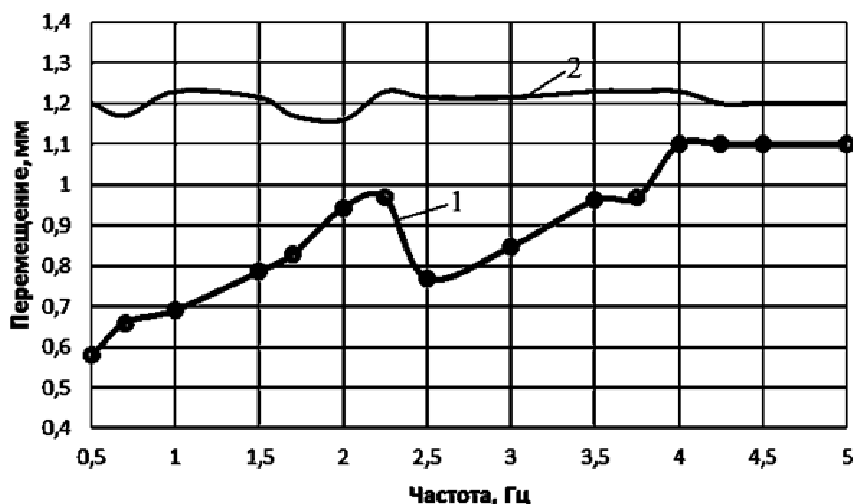


Рис. 5. АЧХ перемещений верхней балки с комбинированной системой виброзащиты (линия 1) и АЧХ перемещений нижней балки (линия 2)

Сравнение графиков перемещения верхней балки при работе только пассивной системы и при введении активной системы виброзащиты представлено на рис. 6.

По виду графиков рис. 6 можно сделать вывод об уменьшении амплитуды колебаний при введении в работу активной виброзащитной системы совместно с пассивной. Линии тренда графиков пересекаются на отметке около 2 Гц, что говорит о равнозначности в работе активной и пассивной составляющих виброзащитных систем на этой частоте. После проведения оценки качества системы интегральными критериями, получены результаты, демонстрирующие эффективность комбинированной виброзащитной системы перед пассивной системой в диапазоне 0,25...2,25 Гц, которая достигает 40 %.

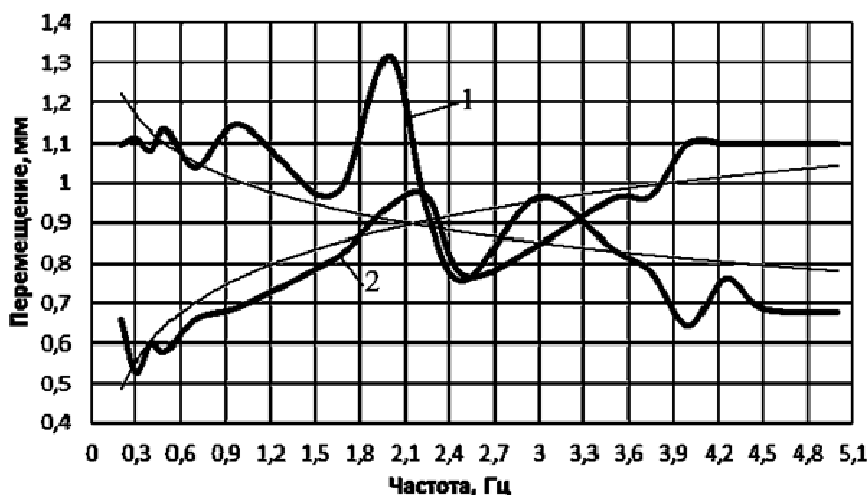


Рис. 6. АЧХ перемещений колебаний верхней балки только с пассивной системой (линия 1) и после введения активной виброзащитной системы (линия 2)

Проследить как меняется эффективность работы активной системы виброзащиты относительно пассивной можно по виду графика, приведенного на рис. 7. На графике представлено отношение амплитуды перемещения верхней балки к амплитуде перемещения нижней балки.

Относительная эффективность показывает процентное соотношение неэффективности работы активной системы виброзащиты. Меньшие значения – тем лучше и выше эффективность комбинированной системы. Как видно из графика, комбинированная система становится неэффективной на частотах более 2,5 Гц, когда линия тренда превышает значение равное 1.

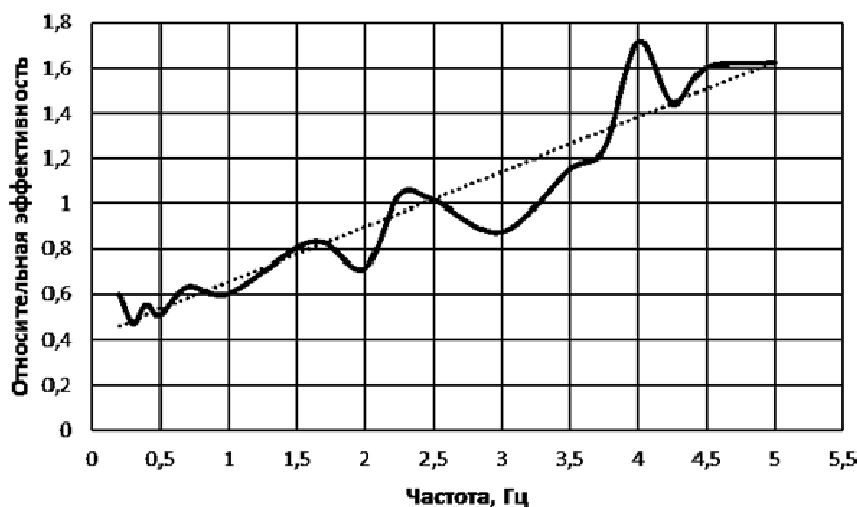


Рис. 7. Результаты расчета отношения  $z/z_0$  при вынужденных колебаниях:  $z$  – амплитуда колебаний объекта с комбинированной системой виброзащиты;  $z_0$  – амплитуда колебаний объекта с пассивной системой виброзащиты

#### 4. Выводы

1. Проведенная оценка качества комбинированной виброзащитной системы с использованием интегральных критериев показала ее эффективность по сравнению с пассивной виброзащитной системой при гармоническом возбуждении на величину до 40 %. Полученные результаты испытаний имеют расхождение в низкочастотной области рабочего диапазона с данными математического моделирования на уровне 10 %.

2. Однако активная виброзащитная система становится малоэффективной на частотах более 2,5 Гц вследствие влияния инерционной составляющей работы пневмосистемы, но в этом диапазоне частот хорошо работают пассивные элементы виброзащиты.

3. Эффективный рабочий диапазон активной виброзащитной системы от 0,25 до 2,5 Гц.

**5. Обсуждение результатов.** Направлением дальнейшей работы является разработка практических рекомендаций к проектированию активных виброзащитных систем с использованием резинокордных устройств и управлением по скорости движения защищаемого объекта.

#### Литература

1. Dimirovski, G.M. Vuk and Georgi: *An adventure into active systems via mechatronics, robotics and manufacturing engineering* / G.M. Dimirovski // *Intelligent Systems and Informatics (SISY)*, 2013 *IEEE 11th International Symposium on.* – 2013. – P. 11–19. DOI: 10.1109/SISY.2013.6662554
2. Bian, J. *Biomimetic design of woodpecker for shock and vibration protection* / J. Bian, X. Jing // *Robotics and Biomimetics (ROBIO)*, 2014 *IEEE International Conference on.* – 2014. – P. 2238–2243. DOI: 10.1109/ROBIO.2014.7090670
3. Bowler C. E. J. *Grid induced torsional vibrations in turbine-generators – Instrumentation, monitoring, and protection.* *Power and Energy Society General Meeting, 2012 IEEE, 2012, pp. 1–7.* DOI: 10.1109/PESGM.2012.6345064
4. Liu, L. *Estimation of the optimum parameters of fluid viscous dampers for seismic response control of highway bridges* / L. Liu, X. Zhang, Q. Yang // *Control Conference (CCC), 2010 29th Chinese.* – 2010. – P. 5705–5711.
5. Елусеев, С.В. *Структурная теория виброзащитных систем* / С.В. Елусеев. – Новосибирск: Наука, 1986. – 237 с.

6. Droppa, P. *Application diagnostics methods for modernization vehicle IFV-2* / P. Droppa, P. Kalna, S. Filipek // *Military Technologies (ICMT), 2015 International Conference on.* – 2015. – P. 1–5. DOI: 10.1109/MILTECHS.2015.7153762

7. *Experimental study on instrumented micropiles* / M.C. Capatti, S. Carbonari, F. Gara et al. // *Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS), 2016 IEEE Workshop on.* – 2016. – P. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504831

8. Adamo, F. *Assessment of the Uncertainty in Human Exposure to Vibration: An Experimental Study* / F. Adamo, F. Attivissimo, A.M.L. Lanzolla // *IEEE Sensors Journal.* – 2014. – Vol. 14, Iss. 2. – P. 474–481. DOI: 10.1109/JSEN.2013.2284257

9. Palacios-Quiñonero, F. *Passive-damping design for vibration control of large structures* / F. Palacios-Quiñonero, H.R. Karimi // *Control and Automation (ICCA), 2013 10th IEEE International Conference on.* – 2013. – P. 33–38. DOI: 10.1109/ICCA.2013.6565018

10. *Dynamics characteristic study of the visco-elastic suspension system of construction vehicles* / X. Zhang, D. Sun, Y. Song, B. Yan // *Technology and Innovation Conference 2009 (ITIC 2009), International.* – 2010. – P. 1–4. DOI: 10.1049/cp.2009.1508

11. Елисеев, С.В. *Виброзащита и виброизоляция как задача управления колебаниями объектов* / С.В. Елисеев, А.А. Засядко // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование.* – 2004. – № 1. – С. 20–29.

12. *Artificial Intelligence and Education (ICAIE), 2010 International Conference on* / Q. Yang, A. Diao, J. Lou, S. Liu // *Artificial Intelligence and Education (ICAIE), 2010 International Conference on.* – 2010. – P. 712–717. DOI: 10.1109/ICAIE.2010.5641521

13. Caterino, N. *Skyhook-based monitoring and control of a steel building under seismic action* / N. Caterino, M. Spizzuoco, A. Occhiuzzi // *Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS), 2016 IEEE Workshop on.* – 2016. – P. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504833

14. Yang, P. *Mechanical characteristics of oil-damping shock absorber for protection of electronic-packaging components* / P. Yang // *Tsinghua Science and Technology.* – 2012. – Vol. 10, Iss. 2. – P. 216–220. DOI: 10.1016/S1007-0214(05)70057-2

15. Пат. 115910 Российская Федерация, МПК G 01 M 17/04. *Стенд для испытания элементов подвески автотранспортных средств* / Н.В. Захаренков, В.Н. Сорокин. – № 2011149215/11; заявл. 02.12.11; опубл. 10.05.12.

16. Пат. 1605655 Российская Федерация, МПК F 16 F 13/00. *Виброизолирующая подвеска* / Ю.Б. Князев, Ш.А. Чураков, В.А. Савин. – № 4490497/28; заявл. 05.10.1988; опубл. 15.11.1994.

17. Пат. 2029156 Российская Федерация, МПК F 16 F 13/00. *Виброзащитное устройство* / В.М. Рогачев, В.Н. Ягодкин. – № 4952583/28; заявл. 28.06.1991; опубл. 20.02.1995.

18. Пат. 159456 Российская Федерация, МПК G 01 M 17/04. *Комбинированная виброзащитная система* / Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, А.Ф. Зелов, А.Ю. Кондюрин. – № 2015123195/05; заявл. 16.06.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 4.

19. Ходасевич, Г.Б. *Обработка экспериментальных данных на ЭВМ. Часть 1. Обработка одномерных данных: учеб. пособие* / Г.Б. Ходасевич. – СПб.: СПбГУТ, 2002. – 82 с.

20. Бурьян, Ю.А. *Разработка и исследование математической модели комбинированной системы виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств* / Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокин, А.Ф. Зелов // *Омский научный вестник. Серия «Приборы, машины и технологии».* – 2016. – № 4 (148). – С. 19–23.

**Зелов Александр Федорович**, заместитель заведующего лаборатории № 120 по серийным изделиям, Федеральный научно-производственный центр «Прогресс», г. Омск, aleks.zelov@gmail.com.

*Поступила в редакцию 28 октября 2016 г.*

## EXPERIMENTAL STUDY OF COMBINED VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF PRECISION EQUIPMENT

A.F. Zelov, [aleks.zelov@gmail.com](mailto:aleks.zelov@gmail.com)

Scientific and Production Association "Progress", Omsk, Russian Federation

Test results of the combined vibration protection system for suppressing oscillation precision equipment are considered. In-depth analysis was carried out theoretical research in the field of vibration protection systems. These studies are not sufficient to develop in this field of science. In the fact that in general as power elements are considered electromagnetic devices. However, in most cases, electromagnetic fields adversely affect the operation of precision equipment mounted on vibration protection table. This bring about us to seek the possibility of using an actuators using alternative forms of energy. One such case is the energy of the compressed gas. Among the actuators, is widely used in pneumatic systems occupy a special place rubber-cord casing. They have a high load capacity, low stiffness and significantly cheaper than pneumatic cylindrical actuators. However, it has a serious drawback, which is that only provide one-way force direction. Reversal of these devices is carried out by the weight of equipment which installed on them, or by spring element. It is decided in the actuator design of the system to use the reverse gear, like those used in the direct stress machine. Rubber-cord casing mounted on the reverser eliminates the elastic elements of the reverse and make the process controllable. Thus, one shell acts as a passive vibration protection, and the other two in the active system. Working at the same time they combine into vibration protection system. The study developed a mathematical model of combined vibration protection system with throttle control gas pressure in the actuators showed its effectiveness in the low frequency range. For laboratory tests designed and built an experimental complex that includes the oscillation excitation system, the implementation of a combined power system, control system and measuring and computing complex. Tests were conducted on the experimental stand with a speed based automatic control system for protected object. The results show the effectiveness of combined vibration protection system in comparison with the tests of only a passive system.

The evaluation of quality combined with vibration protection system uses integral criteria showed its effectiveness compared to a passive vibration protection system with harmonic excitation by up to 40%. Received test results are the difference in the low-frequency range of the working area with a Range of mathematical modeling of data at the level of 10%.

*Keywords:* passive vibration protection, active vibration protection, rubber-cord casing, experimental complex.

### References

1. Dimirovski G.M. Vuk and Georgi: An adventure into active systems via mechatronics, robotics and manufacturing engineering. *Intelligent Systems and Informatics (SISY), 2013 IEEE 11th International Symposium on*, 2013, pp. 11–19. DOI: 10.1109/SISY.2013.6662554
2. Bian J., Jing X. Biomimetic design of woodpecker for shock and vibration protection. *Robotics and Biomimetics (ROBIO), 2014 IEEE International Conference on*, 2014, pp. 2238–2243. DOI: 10.1109/ROBIO.2014.7090670
3. Bowler C.E.J. Grid induced torsional vibrations in turbine-generators – Instrumentation, monitoring, and protection. *Power and Energy Society General Meeting, 2012 IEEE*, 2012, pp. 1–7. DOI: 10.1109/PESGM.2012.6345064
4. Liu L., Zhang X., Yang Q. Estimation of the optimum parameters of fluid viscous dampers for seismic response control of highway bridges. *Control Conference (CCC), 2010 29th Chinese*, 2010, pp. 5705–5711.
5. Eliseev S.V. *Strukturnaya teoriya vibrozashchitnykh sistem* [Structural Theory of Vibration Protection Systems]. Novosibirsk, Nauka, 1986. 237 p.
6. Droppa P., Kalna P., Filipek S. Application diagnostics methods for modernization vehicle IFV-2. *Military Technologies (ICMT), 2015 International Conference on*, 2015, pp. 1–5. DOI: 10.1109/MILTECHS.2015.7153762



7. Capatti M. C., Carbonari S., Gara F., Roia D., Dezi F. Experimental study on instrumented micropiles. *Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS), 2016 IEEE Workshop on*, 2016, pp. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504831
8. Adamo F., Attivissimo F., Lanzolla A.M.L. Assessment of the Uncertainty in Human Exposure to Vibration: An Experimental Study. *IEEE Sensors Journal*, 2014, vol. 14, iss. 2, pp. 474–481. DOI: 10.1109/JSEN.2013.2284257
9. Palacios-Quinonero F., Karimi H.R. Passive-damping design for vibration control of large structures. *Control and Automation (ICCA), 2013 10th IEEE International Conference on*, 2013, pp. 33–38. DOI: 10.1109/ICCA.2013.6565018
10. Zhang X., Sun D., Song Y., Yan B. Dynamics characteristic study of the visco-elastic suspension system of construction vehicles. *Technology and Innovation Conference 2009 (ITIC 2009), International*, 2010, pp. 1–4. DOI: 10.1049/cp.2009.1508
11. Eliseev S.V., Zasyadko A.A. [Vibration Protection and Vibration Isolation as Objects Oscillation Control Problem]. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*, 2004, no. 1, pp. 20–29. (in Russ.)
12. Yang Q., Diao A., Lou J., Liu S. Artificial Intelligence and Education (ICAIE), 2010 International Conference on. *Artificial Intelligence and Education (ICAIE), 2010 International Conference on*, 2010, pp. 712–717. DOI: 10.1109/ICAIE.2010.5641521
13. Caterino N., Spizzuoco M., Occhiuzzi A. Skyhook-based monitoring and control of a steel building under seismic action. *Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS), 2016 IEEE Workshop on*, 2016, pp. 1–6. DOI: 10.1109/EESMS.2016.7504833
14. Yang P. Mechanical characteristics of oil-damping shock absorber for protection of electronic-packaging components. *Tsinghua Science and Technology*, 2012, vol. 10, iss. 2, pp. 216–220. DOI: 10.1016/S1007-0214(05)70057-2
15. Zakharenkov N.V., Sorokin V.N. *Stend dlya ispytaniya elementov podveski avtotransportnykh sredstv* [Test Facility for Suspension Components Testing Vehicles]. Patent RF 115910; no. 2011149215/11; decl. 02.12.2011; publ. 10.05.2012.
16. Knyazev Yu. B., Churakov Sh. A., Savin V.A. *Vibroizoliruyushchaya podveska* [Vibration Isolation Suspension]. Patent RF 1605655; no. 4490497/28; decl. 05.10.1988; publ. 15.11.1994.
17. Rogachev V.M., Yagodkin V.N. *Vibrozashchitnoe ustroystvo* [Vibration Protection Device]. Patent RF 2029156, no. 4952583/28; decl. 28.06.1991; publ. 20.02.1995.
18. Buriyan Yu.A., Sorokin V.N., Zelov A.F., Kondyurin A.Yu. *Kombinirovannaya vibrozashchitnaya sistema* [Combined vibration protection system]. Patent RF 159456, no. 2015123195/05; decl. 16.06.2015; publ. 10.02.2016.
19. Khodasevich G.B. *Obrabotka eksperimental'nykh dannykh na EVM. Chast' 1. Obrabotka odnomernykh dannykh* [Processing Experimental Data on a Computer. Part 1. Processing One-dimensional Data. Educational Aid]. St. Petersburg, SPbGUT, 2002. 82 p.
20. Buriyan Yu.A., Sorokin V.N., Zelov A.F. [Development and Investigation of Mathematical Model of Combined Vibration Protection System Based on Pneumatic Rubber-Cord Component]. *Omskiy Nauchniy Vestnik. Ser. Pribory, Machinery and Technologii* [Omsk Scientific Bulletin], 2016, no. 4 (148), pp. 19–23. (in Russ.)

*Received 28 October 2016*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Зелов, А.Ф. Экспериментальное исследование комбинированной системы виброзащиты прецизионного оборудования / А.Ф. Зелов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т. 16, № 4. – С. 42–50. DOI: 10.14529/engin160405

### FOR CITATION

Zelov A.F. Experimental Study of Combined Vibration Protection System of Precision Equipment. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2016, vol. 16, no. 4, pp. 42–50. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin160405