

УДК 504.06:534:83

РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ И МЕХАНИЧЕСКОГО ШУМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

© 2014 А.В. Васильев

Самарский государственный технический университет

Поступила в редакцию 05.11.2014

Предложены конструкция универсальной виброизолирующей опоры с регулируемыми параметрами гашения вибраций энергетических установок и присоединенных механических систем. Описаны результаты экспериментальной апробации универсальной виброизолирующей опоры.

Ключевые слова: вибрация, энергетическая установка, виброизолирующая опора, апробация.

1. ВВЕДЕНИЕ

Энергетические установки (двигатели транспортных средств, насосы, компрессоры, вентиляторы, воздуходувки, теплообменники, стационарные двигатели и пр.) получили широкое использование в самых различных отраслях (машиностроение, транспорт, энергетика, химическая промышленность и др.), в том числе для транспортировки газов и жидкостей по трубопроводным системам. При этом вибрация и связанный с ней механический шум энергетических установок и присоединенных механических систем (трубопроводов, агрегатов и др.) являются факторами, оказывающими существенное влияние на надежность, долговечность, производительность и другие параметры при эксплуатации энергетических установок [1-12, 15].

Кроме того, интенсивная вибрация при эксплуатации энергетических установок и механический шум способствуют снижению внимания и увеличению числа ошибок при выполнении работы, оказывают влияние на быстроту реакции, сбор информации и аналитические процессы. В результате наряду с ухудшением здоровья человека происходит снижение безопасности, производительности и качества труда. Вибрация также опасна с точки зрения воздействия на человека ввиду возможного возникновения резонанса колебаний внутренних органов и частей тела человека.

В связи с этим актуальным является снижение негативного воздействия вибраций и механического шума на энергетические установки и присоединенные трубопроводные системы.

Существенный вклад в генерацию вибраций и низкочастотного звука вносят колебания давления в потоке теплоносителя. Возникающие при

работе энергетических установок и присоединенных механических систем низкочастотные пульсации давления жидкости и газа являются источником интенсивной вибрации и могут вызывать преждевременный износ оборудования и негативное воздействие на работников [1-4, 11, 14].

Одним из эффективных решений по снижению вибрации энергетических установок и присоединенных трубопроводных систем является использование виброизолирующих опор.

Аналитический обзор показал, что существующие конструкции виброизолирующих опор, используемых для снижения вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем, не всегда достаточно эффективны. В статье описаны разработанная автором универсальная виброизолирующая опора и результаты её экспериментальной апробации.

2. РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ АДАПТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ

Автором разработана универсальная виброизолирующая опора с регулируемыми параметрами гашения вибраций, такими как степень виброизоляции опоры и максимальная статическая нагрузка [11-13]. Проведён анализ различных методов виброизоляции оборудования и виброизолирующих опор, предлагаемых мировыми производителями.

В ходе анализа процесса компенсации вибрации были сформированы исходные данные для расчёта виброизолирующей опоры. Расчёт состоит из четырех основных частей: выбор демптирующего материала для рабочего тела, расчет размера рабочего тела и описание принципа изменения его параметров, расчет параметров виброизолирующей опоры, подбор регулировок виброизолирующей опоры.

Андрей Витальевич Васильев, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология". E-mail: ecology@samgtu.ru

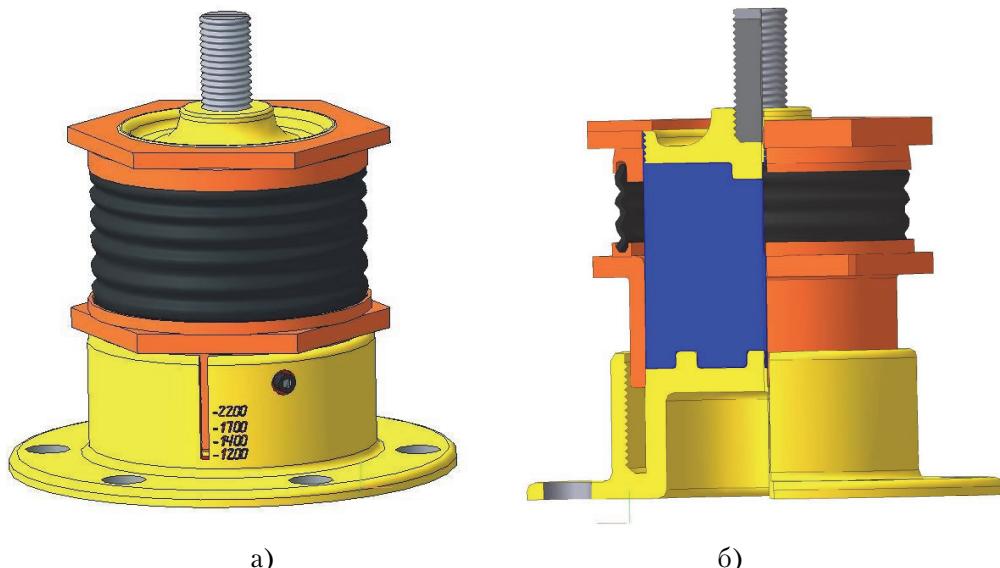


Рис. 1. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры

Основываясь на полученных данных, была сконструирована новая конструкция виброизолирующей опоры с регулируемыми параметрами на основе эластомера, которая удовлетворяет всем требованиям вибропротекции, и имеет экономическую эффективность от внедрения. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры показан на рис. 1 а) и б).

Спроектированная конструкция виброизолирующей опоры обладает следующими параметрами:

- Рекомендуемая максимальная статическая нагрузка: $F_{10\%} = 2200 \text{ Н}$;
- Рекомендуемая минимальная статическая нагрузка: $F_{10\%} = 1000 \text{ Н}$;
- Максимальная динамическая нагрузка при максимальной статической нагрузке: $F_{20\%} = 4300 \text{ Н}$;
- Максимальная динамическая нагрузка при минимальной статической нагрузке: $F_{20\%} = 2500 \text{ Н}$;
- Статическая деформация рабочего тела: $s=3,7-7 \text{ мм}$;
- Длина рабочего тела: $h=37-70 \text{ мм}$;
- Частота колебаний изолируемого объекта при степени изоляции более 50%: 600-4000 1/мин.

Конструктивная особенность опоры состоит в том, что ее конструкция позволяет регулиро-

вать степень демпфирования, максимальную рабочую нагрузку и статическую деформацию виброизолирующей опоры благодаря регулировочной гайке, которая, выкручиваясь, изменяет рабочую поверхность демпфера (в нашем случае изготовленную из акрилонитрилбутадиенкаучука (NBR)), в результате чего изменяются вышеуказанные параметры.

Принцип изменения параметров аддитивной виброконтроллерной опоры основан на несжимаемости резины. За счет выкручивания регулировочной гайки 1, (рис. 2) мы меняем размер рабочего тела 2, т.к. часть рабочего тела ограниченная внутренней поверхностью регулировочной гайки не может менять свой объем при увеличении нагрузки, следовательно, не может и участвовать в процессе демпфирования. Таким образом, можно исключить ее из расчета, и можно считать, что она не относится к рабочему телу и, к примеру, является несжимаемой прокладкой, не участвующей в процессе гашения вибрации. Будем считать, что высота рабочего тела равна расстоянию от верхней образующей ее поверхности регулировочной гайки 1, до нижней образующей поверхности чашки верхней 3, (рис. 2).

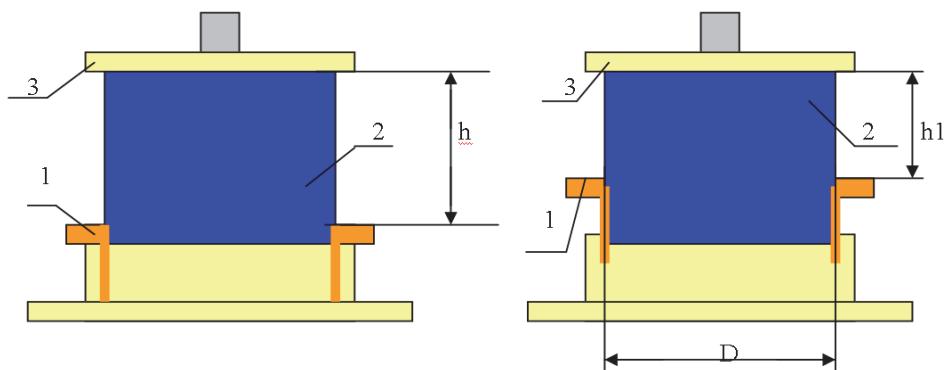


Рис. 2. Схематичный разрез опоры с разным положением регулятора



Рис. 3. Опытный образец виброопоры

На основании разработанной конструкции спроектирована и изготовлена виброопора, опытный образец которой показан на рис. 3. Осуществлены экспериментальные исследования вибравакустических характеристик разработанного и изготовленного опытного образца виброопоры.

3. АПРОБАЦИЯ РАЗРАБОТАННОЙ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ

Для экспериментальной апробации разработанной виброизолирующей опоры была использована лабораторная установка по исследованию вибрации и механического шума энергетических установок и присоединенных механических систем, конструктивная схема которой показана на рис. 4. Обладая сравнительной простотой конструкции, дешевизной, удобством изменения параметров системы, лабораторная установка, тем не менее, позволяет с высокой степенью точности моделировать низкочастотные вибрации трубопроводов энергетических установок и оценивать эффективность различных виброопор по снижению вибрации трубопроводов.

Основной элемент установки представляет собой трубопровод 1, состоящий из двух секций, соединенных резьбовой муфтой 10. Диаметр тру-

бы 40...50 мм. Трубопровод базируется на трех стойках 2, которые крепятся на платформе 3 с Т-образными пазами, позволяющими регулировать расстояние между стойками 2. С помощью компрессора 6 через шланг 5 в трубопровод 1 нагнетается давление. Заглушка 4 имеет несколько клапанов, для возможности подачи сжатого воздуха с разных сторон. Для поддержания в трубопроводе заданного давления служит заглушка 7 с встроенным редукционным клапаном 8. Также заглушка 7 должна иметь возможность подсоединения манометра 9 для оценки потери давления в системе.

Общий вид изготовленной лабораторной установки показан на рис. 5. В качестве энергетической установки - источника вибрации и механического шума используется безмасляный поршневой одноступенчатый компрессор FUBAG OL 231/24 CM2.

С помощью данной лабораторной установки проведены лабораторные исследования вибравакустических характеристик энергетических установок и присоединенных механических систем для варианта “трубопровод - энергетическая установка”.

Проведены измерения уровней виброускорения (одночисловые значения, октавный и третий октавный спектр частот) для варианта “трубопровод - энергетическая установка” с помощью созданной лабораторной установки. Схема измерений представлена на рис. 6.

Измерения уровней виброускорения производились в характерных точках, расположенных на трубопроводе на различных расстояниях от источника вибрации и на самой энергетической установке - компрессоре. Режим работы компрессора задавался впускными клапанами 1 и 2. Давление в трубопроводной системе определялось манометром. Для всех измерений давление в трубопроводной системе задавалось равным 2 атм.

Пример представления результатов измерений для точки измерений №4 (измерение виброускорения на корпусе компрессора) показан на рис. 7.

С использованием лабораторной установки осуществлены экспериментальные исследования

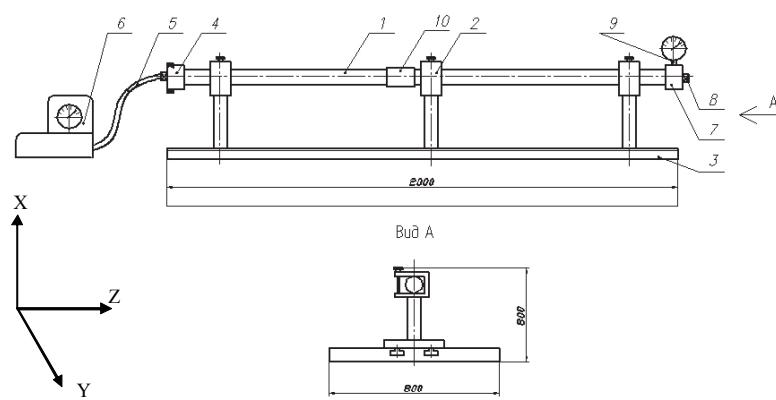


Рис. 4. Конструктивная схема лабораторной установки



Рис. 5. Общий вид лабораторной установки

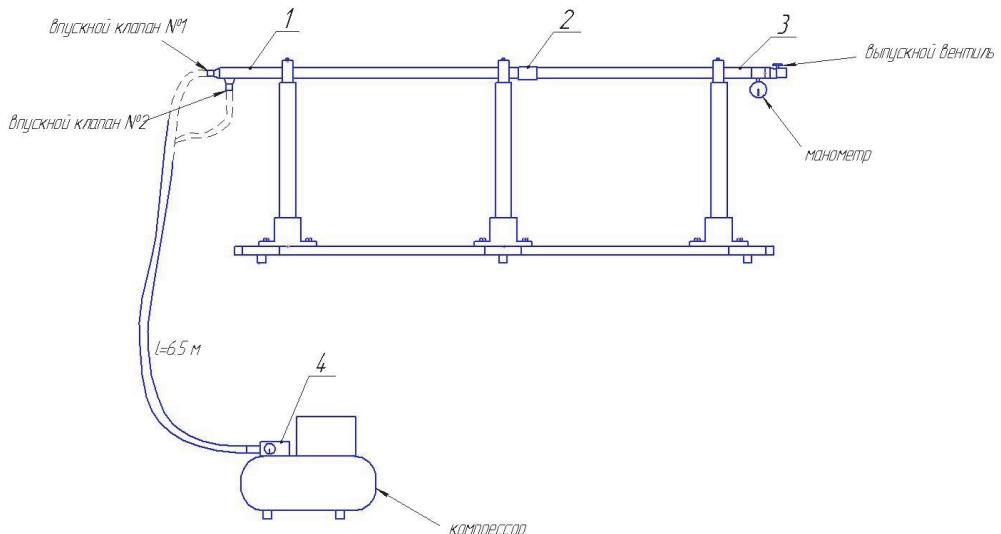


Рис. 6. Схема проведения измерений виброакустических характеристик виброопоры для варианта “трубопровод - энергетическая установка” с помощью созданной лабораторной установки:

1, 2, 3 - точки измерения вибрации, расположенные на трубопроводе на различных расстояниях от источника вибрации; 4 - точка измерения вибрации на энергетической установке – компрессоре

виброакустических характеристик разработанного и изготовленного опытного образца виброопоры. Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Использование опытного образца виброопоры, установленного на энергетическую установку (компрессор) позволяет достичь значи-

тельного снижения вибрации компрессора по сравнению с использованием штатной опоры компрессора.

2. Более высокая эффективность опытного образца виброопоры, установленного на энергетическую установку (компрессор), по сравнению с использованием штатной опоры компрессора

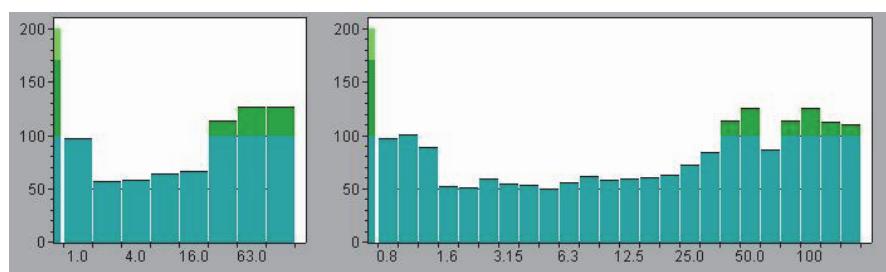


Рис. 7. Спектральные характеристики уровней виброускорения (октавный и третьоктавный спектры частот) для точки измерений №4 (корпус компрессора)

подтверждается экспериментально при различных расстояниях от вибродатчика до источника вибрации (компрессора).

3. Экспериментально полученный эффект снижения вибрации компрессора при испытании опытного образца виброопоры возрастает по мере увеличения расстояния между источником вибрации (энергетической установкой, в качестве которой используется компрессор) и местом установки вибродатчика. При расстоянии $L_1 = 20$ см эффективность опытного образца виброопоры по сравнению со штатной опорой компрессора по снижению уровня виброускорения достигает 10,5 дБ, при расстоянии $L_2 = 10$ см - 8,6 дБ.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная конструкция универсальной виброизолирующей опоры обеспечивает высокую степень виброизоляции, что позволяет снизить влияние вибрации на энергетическую установку и повысить надежность и долговечность ее эксплуатации, а также производительность работы.

Эффективность виброизолирующей опоры по снижению вибрации энергетических установок подтверждена экспериментальным путем с помощью созданной лабораторной установки. Полученный эффект снижения уровня виброускорения достигает 10,5 дБ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы вибравакустики: Учебник для вузов. СПб.: Политехника, 2000. 482 с.
2. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации в газоводах энергетических установок с использованием метода активной компенсации: монография. СПб., 2004.
3. Васильев А.В. Снижение низкочастотного звука и вибрации энергетических установок. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. СПб., 2006.
4. Васильев А.В. Моделирование и снижение низкочастотного звука и вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем: монография. Самара, 2011.
5. Васильев А.В. К вопросу об обеспечении шумовой и вибрационной безопасности энергетических машин и установок. *Известия Самарского научного центра РАН*. 2010. Т. 12. № 9-1. С. 2187-2199.
6. Васильев А.В. Опыт ведущей научной школы НШ-4245.2008.8 в разработке энергетических машин и установок с улучшенными экологическими, эксплуатационными и потребительскими характеристиками // В сб.: Проведение научных исследований в области машиностроения – сборник материалов Всероссийской научно-технической конференции с элементами научной школы для молодёжи: в 3-х томах. 2009. С. 138-144.
7. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации силовых и энергетических установок. *Известия Самарского научного центра РАН*. 2003. Т. 5. №2. С. 419-430.
8. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. // Наука - производству. 2004. №8. С. 68-70.
9. Васильев А.В. Классификация методов и опыт снижения вибрации энергетических установок и присоединенных трубопроводных систем // Экология и промышленность России. 2011. № 4. С. 71-75.
10. Васильев А.В. Шумовая безопасность урбанизированных территорий // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2014. Т. 16. № 1. С. 299-305.
11. Васильев А.В., Кипуров О.В. Разработка конструкции и математической модели виброизолирующей опоры для снижения вибраций и механического шума энергетических установок и присоединенных механических систем. *Известия Самарского научного центра РАН*. 2012. Т. 14. № 1(3). С. 843-848.
12. Глейзер А.И., Васильев А.В. Виброремпифицирование и динамическое гашение колебаний энергетических машин и установок // Безопасность в техносфере. 2011. № 3. С. 35-37.
13. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Вибрапорта: патент на изобретение RUS 2466313 18.04.2011.
14. Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Миронова Т.Б. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода // *Вестник СГАУ*. 2006. №2. С. 161-164.
15. Vassiliev A.V. Systematization of the principles of classification of active noise and vibration control methods. В сборнике: 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007: 2007. C. 3250-3257.

DEVELOPMENT AND APPROBATION OF VIBRATION ISOLATING MOUNT FOR REDUCTION OF VIBRATION AND MECHANICAL NOISE OF ENERGETIC PLANTS AND OF JOINING MECHANICAL SYSTEMS

© 2014 A.V. Vasilyev

Samara State Technical University

Universal vibration isolating mount with regulated parameters of energetic plants and of joining mechanical systems is suggested. Results of its experimental approbation of vibration isolating mount are described.

Key words: vibration, energetic plant, vibration isolating mount, approbation.

*Andrey Vasilyev, Doctor of Technical Science, Professor, Head at the Chemical Technology and Industrial Ecology Department.
E-mail: ecology@samgtu.ru*