

Об опыте исследования и снижения вибрации компрессорных установок

Васильев А.В.*

Самарский государственный технический университет, адрес: 443100, г. Самара,
Молодогвардейская, 244

Аннотация

Проведены исследования вибрационного состояния компрессорных установок различных типов: четырехступенчатых поршневых компрессоров АО «КуйбышевАзот» и винтовых компрессоров АО «АВТОВАЗ». Результаты исследований позволяют прийти к выводу о значительном превышении вибрации в ряде точек измерений. Предложены мероприятия по снижению вибрации компрессорных установок.

Ключевые слова: вибрация, компрессорные установки, анализ, снижение

About the experience of research and reduction of vibration of compressor plants

Vasilyev A.V.

Head of Department of Chemical Technology and Industrial Ecology of Samara State Technical University,
Samara, Russian Federation

Abstract

Research of vibration state of compressor plants of different types are described: 4-stage piston compressors of KuibyshevAzot Company and screw compressors of AVTOVAZ Inc. Results of research are allowing to conclude that there is significant exceeding of vibration level in a number of points of measurements. Measures for reduction of vibration of compressor plants are suggested.

Keywords: vibration, compressor plants, analysis, reduction.

Введение

Компрессорные установки широко применяются в различных отраслях промышленности. При этом их вибрация представляет серьезную проблему и может привести не только к негативному воздействию на производственный персонал, но и к снижению производительности работы компрессоров, разрушению трубопроводов и агрегатов и др. [1-9, 13, 16, 17]. Автором проведены исследования вибрационного состояния компрессорных установок различных типов. Целью исследований являлись экспериментальные измерения амплитудно-частотных характеристик вибрации компрессорных установок и их конструктивных элементов (всасывающий и нагнетающий трубопроводы, корпус, опоры, фундамент, холодильник и др.) и принятие заключения о соответствии уровней вибрации установленным нормативам. Для определения характера вибрационного возбуждения компрессора и его элементов измерялись уровни вибраций при работе компрессора с полной нагрузкой и без нагрузки. Измерения проводились в наиболее виброопасных точках в трех направлениях:

- х – вертикальное направление, перпендикулярное оси трубопроводов;
- у – направление, параллельное оси трубопроводов;

*E-mail: vasilyev.av@samgtu.ru

z – направление, перпендикулярное осям x и y .

Для проведения исследований использовалась виброизмерительная аппаратура фирмы «Брюль и Кьер», Дания.

Настоящая статья посвящена анализу некоторых результатов измерений вибрации для различных типов компрессорных установок и разработке мероприятий по снижению вибрации.

1. Исследование вибрации четырехступенчатых компрессорных установок

В качестве объекта исследований был взят компрессор № 9/01-4 марки 4НВ5К 400/620 с максимальным давлением нагнетания четвертой ступени $p=23 \text{ кг/см}^2$, производительностью $Q=6500 \text{ м}^3/\text{ч}$; а также их конструктивных элементов (всасывающий и нагнетающий трубопроводы, корпус, опоры, фундамент, холодильник). Компрессор используется на производстве в АО «КуйбышевАзот». На рис.1 представлено расположение точек измерения уровней вибраций на фундаменте ресиверов и холодильников, а также трубопроводов компрессора. Результаты измерений представлены в таблице 1. Анализ полученных результатов показывает, что в низкочастотном диапазоне практически везде проявляются колебания на основной частоте $f = 12,5 \text{ Гц}$. В целом же наиболее интенсивны вибрации за второй ступенью компрессора.

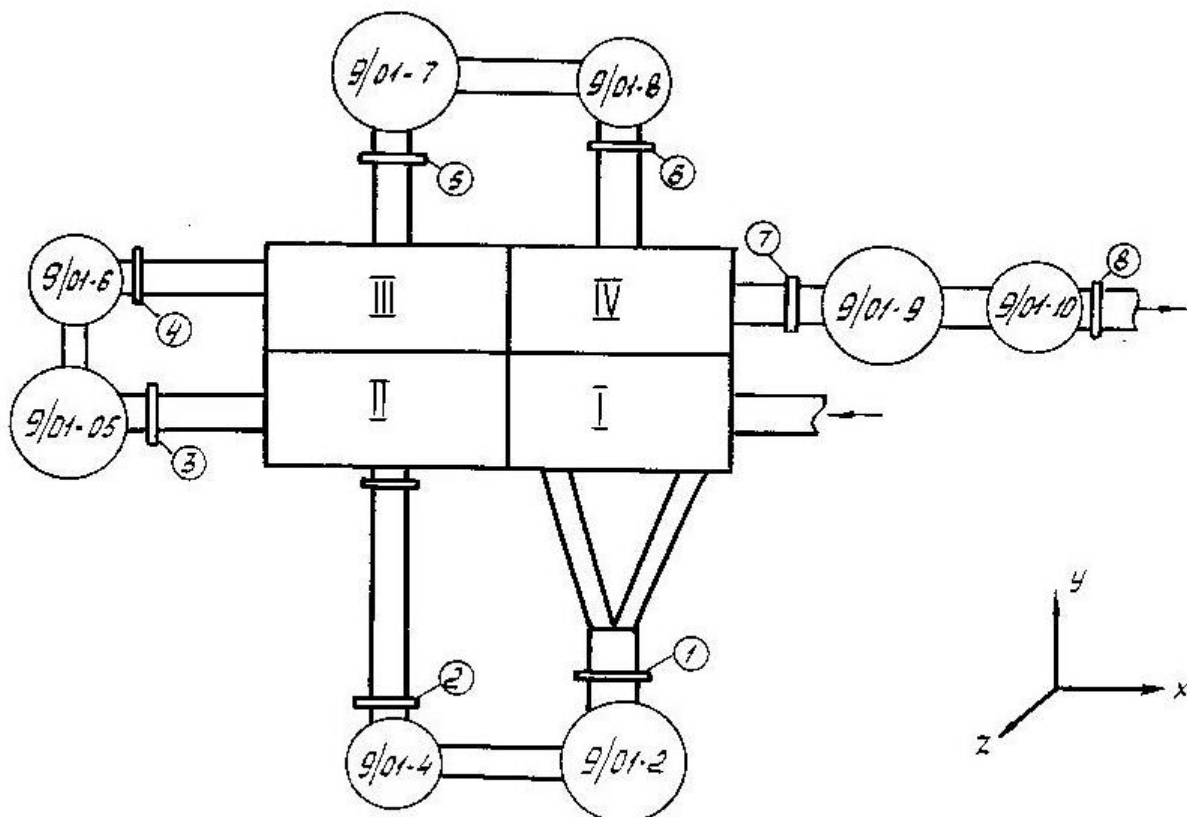


Рис.1. Схема точек измерения вибрации 4-х ступенчатого компрессора цеха 27 АО «КуйбышевАзот»

Таблица 1. Общие уровни виброускорений трубопроводов компрессора № 9/01 при 100% нагрузке (дБ)

Номера точек измерений	Направление x	Направление y	Направление z
1	89	90	92
2	79	90	82
3	94	89	90
4	90	88	88
5	89	89	87
6	89	87	82
7	86	97	88
8	78	85	76

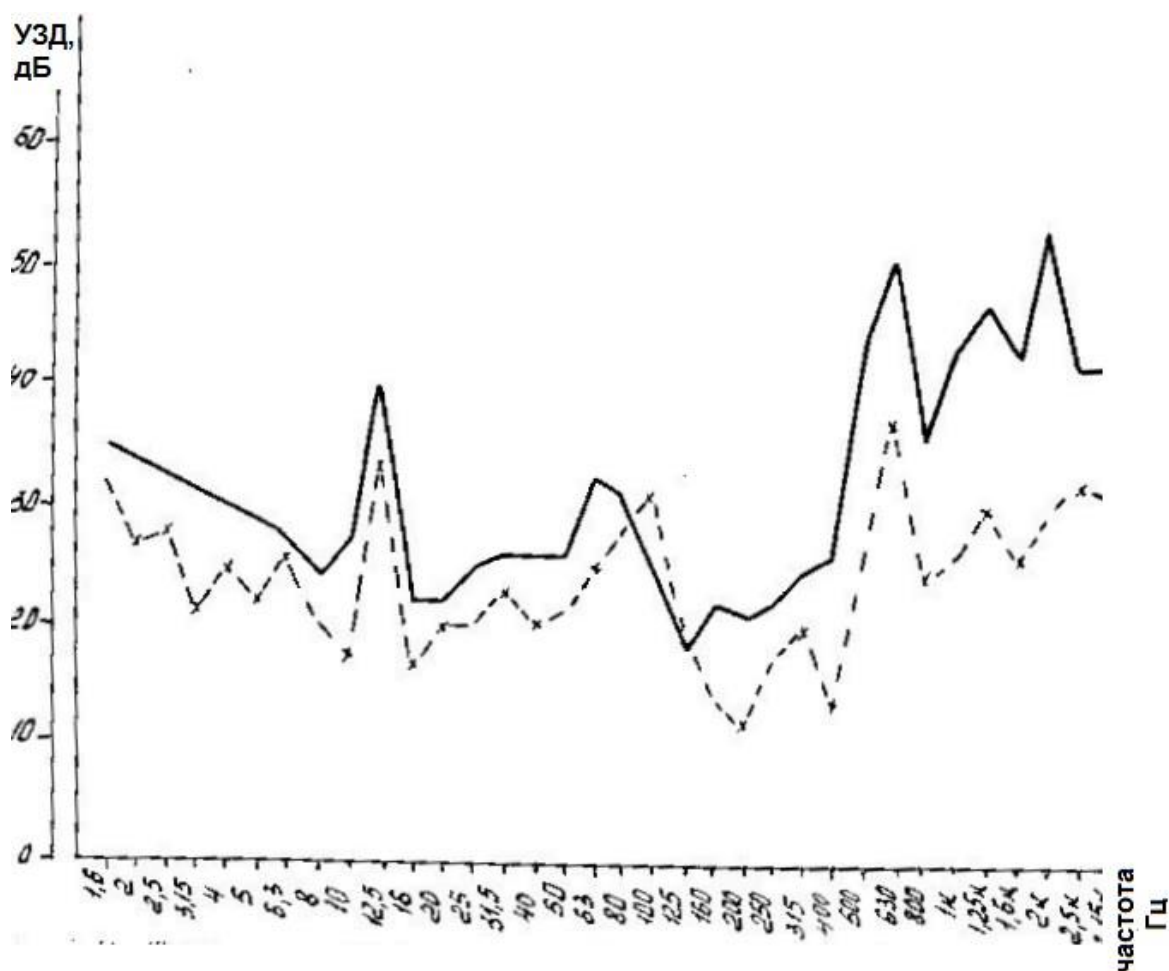


Рис.2. Третьооктавный спектр виброперемещений в т.3, направление y (при рабочей нагрузке и без нагрузки)

Также исследовалась вибрация четырехступенчатых оппозитных поршневых углекислотных компрессоров цеха №4 АО «КуйбышевАзот» и их трубопроводов. Были проведены измерения амплитуд виброперемещений и значений виброскоростей в различных плоскостях (одночисловые значения и октавные спектры). При этом компрессоры работали в режиме полной нагрузки. В связи с высокими уровнями вибрации были проведены также измерения на нагнетательном трубопроводе начиная от выхода пятой ступени компрессора 1 и до компрессора 4 в наиболее виброопасных

точках. Максимально допустимая амплитуда вибрации технологических трубопроводов составляет 0,2 мм (200 мкм) при частоте вибрации не более 40 Гц. Анализ результатов измерений показал, что имеется ряд точек с явным превышением предельно-допустимых нормативов. В некоторых точках превышение нормативных значений размаха колебаний достигает 3 и более раза. Анализ спектров виброскорости в некоторых виброопасных точках показал, что наиболее высокие уровни вибрации наблюдаются на частотах от 1 до 40 Гц, т.е. в низкочастотной области спектра.

2. Исследование вибрации винтовых компрессорных установок

Винтовые компрессоры относятся к компрессорам роторного типа, в которых изменение объема осуществляется ротором, совершающим вращательное движение. По сравнению с компрессорами других типов, например, поршневыми или центробежными, вибродиагностика винтовых компрессоров имеет свою специфику. Это подтверждают результаты проведенного вибрационного обследования винтового компрессора №43 энергетического производства АО «АВТОВАЗ». Важнейшим диагностическим параметром здесь является уровень вибрации на опорах подшипников. Было проведено измерение уровней вибрации обследуемого компрессора на опорах подшипников в трех направлениях: В – вертикальное; Г – горизонтальное; О – осевое. Для проведения измерений и их анализа использовались следующие приборы фирмы «Брюль и Кьер»:

- интегрирующий виброметр 2513;
- цифровой измерительный магнитофон WQ0860;
- анализатор спектра 2515;
- самописец уровня 2317.

Измерения среднеквадратичных значений виброскорости были произведены интегральным виброметром 2513 (рабочий диапазон частот по виброскорости от 10 до 10000 Гц).

Результаты измерений уровней вибрации в мм/с сведены в таблицу 2.

Таблица 2. Результаты измерений уровней вибрации винтового компрессора №43 (измеряемый параметр – виброскорость, мм/с).

Направление/ номер измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вертикальное	6,7	7,5	6,0	7,5	1,2	0,9	5,0	2,8	4,2	4,0
Горизонтальное	6,0	4,5	4,2	7,5	5,2	4,7	6,5	3,5	3,5	5,5
Осевое	9,5	8,5	10,0	10,0	3,5	3,5	9,0	6,7	4,7	6,7

На рис. 3-4 показаны спектральные значения виброскорости в различных измеренных точках.

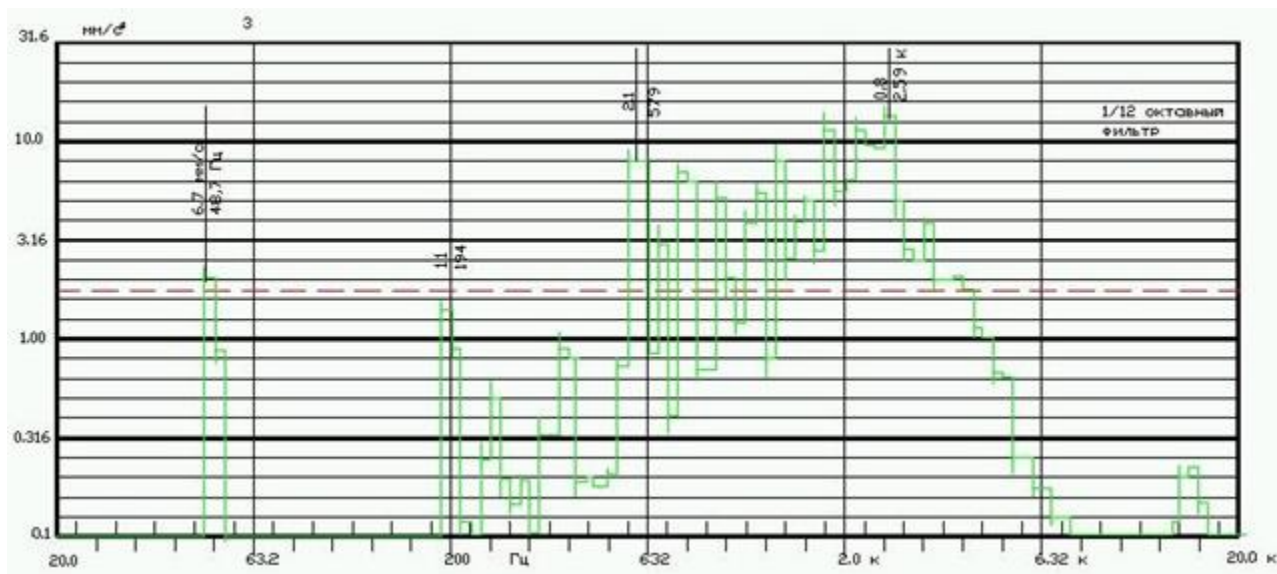


Рис.3. 1/12 октавный спектр виброскорости винтового компрессора, т.1х

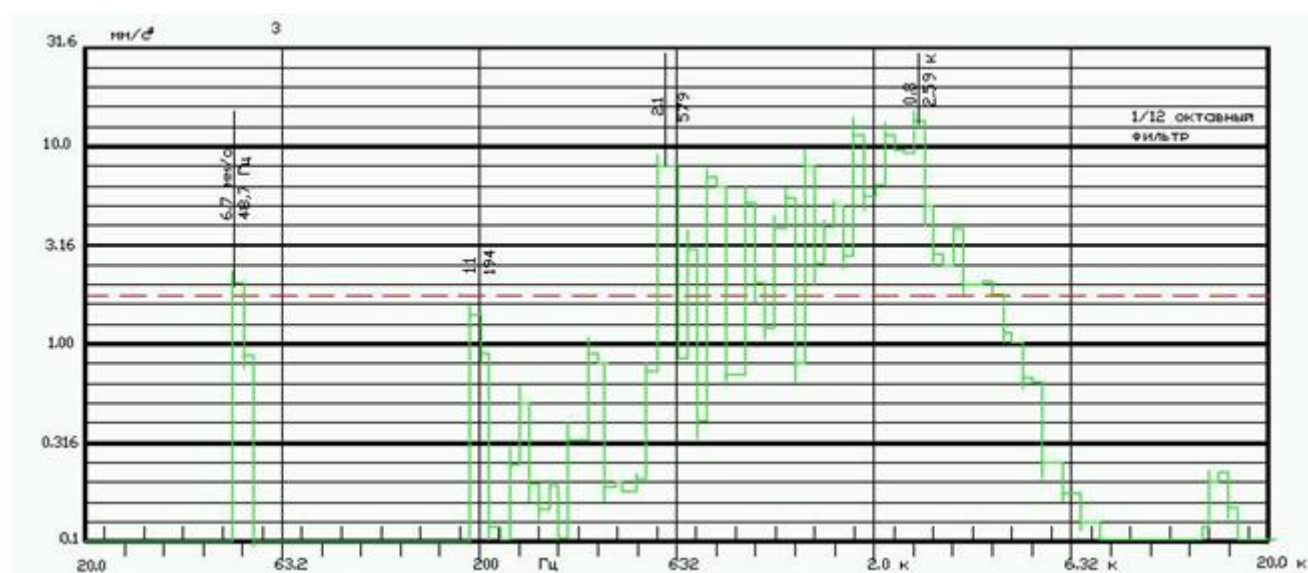


Рис. 4. 1/12 октавный спектр виброскорости винтового компрессора, т.3х

Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие выводы:

1. Вибрационное состояние компрессора по стандарту ISO – 2372 для машин группы G соответствует качественной оценке:

- а) Корпус низкого давления (К.Н.Д.) – «Допустимый предел» (от 4,5 до 11,2 мм/с);
- б) Корпус высокого давления (К.В.Д.) – «Допустимый предел»;
- в) Электродвигатель – «Допустимый предел».

2. Во всех измерительных точках в спектрах вибрации максимальными являются составляющие с частотой вращения привода $f = 48,7$ Гц (для 6% постоянной относительной ширины полосы пропускания ПОШП – логарифмическая ось частоты) и $f = 49,6$ Гц (для постоянной полосы пропускания ППП – линейная ось частоты), что свидетельствует о расцентровке связи К.Н.Д. – электродвигатель и незначительной расцентровке связи К.В.Д. – электродвигатель.

3. Значительными по уровню являются составляющие с частотой 194 Гц (для 6% ПОШП) и 198,2 Гц (для ППП). Вибрация на данной частоте вызвана пульсацией воздуха в проточной части компрессора:

$$f_{\text{пульс}} = n_{\text{винт}} * f_{\text{вращ}} \quad (1)$$

где $f_{\text{пульс}}$ – частота пульсации, Гц;
 $n_{\text{винт}}$ – число винтов ротора, шт.;
 $f_{\text{вращ}}$ – частота вращения, Гц.

4. Уровни вибрации, указанные в пунктах 2 и 3, усиливаются ввиду недостаточной жесткости фундамента (появляются трещины) и ослабления связи корпус – фундамент.

5. Составляющие с частотами зубчатого зацепления (износ зубчатой пары), дефекта стержней ротора электродвигателя, дисбаланс валов, дефектов подшипников качения имеют незначительные уровни.

3. Разработка мероприятий по снижению вибрации компрессорных установок

Исходя из результатов измерений, разрабатывались и различные мероприятия по снижению вибрации для различных марок компрессоров. Так, для уменьшения вибрации на всасывании поршневых компрессоров в диапазоне низких частот были разработаны специальные конструкции пустотелых компактных гасителей пульсаций [4, 5, 15].

Для уменьшения вибрации четырехступенчатых компрессоров цеха 27 необходимо ослабление пульсаций давления газа в магистрали трубопровода между компрессором и холодильником. Анализ частотных спектров вибрации показывает, что для данного компрессора высокие уровни вибрации трубопровода на выходе второй ступени вызваны в значительной мере преобладающими значениями вибрации на основной частоте работы компрессора ($f=12,5$ Гц). Поэтому в данном случае оправданным является разработка конструкции резонансного гасителя. Были разработаны различные конструкции резонатора.

Для снижения вибрации винтовых компрессоров рекомендуются центровка агрегата, обтяжка болтов крепления корпусов винтовых компрессоров, а также установка осевого разбега роторов винтовых компрессоров.

Для снижения вибрации компрессорных установок и их трубопроводов предлагается использование ряда других мероприятий, среди которых:

1. Установка различных типов креплений трубопроводов, усиление опор под нагнетательный трубопровод, установка виброизолирующих опор [1, 9, 11].
2. Уменьшение количества поворотов трубопроводов.
3. Установка дроссельных шайб во фланцевых соединениях трубопроводов.
4. Использование вибродемпфирования.
5. Установка динамических гасителей пульсации давления газа в нагнетательном трубопроводе, рассчитанных на высокое давление ($p > 200$ кг/см²) [6, 10].
6. Разработка гасителей крутильных колебаний [12] и др.

Заключение

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что вибрация компрессорных установок различных типов представляет собой серьезную проблему. В ряде точек измерений установлены значительные превышения нормативных значений. Предложен ряд мероприятий по снижению вибрации компрессорных установок.

Список литературы

1. Васильев А.В. Моделирование и снижение низкочастотного звука и вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем: монография / Самара, 2011.
2. Васильев А.В. Акустическая экология города: учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Васильев; Федеральное агентство по образованию, Тольяттинский гос. ун-т. Тольятти, 2007 – 166 с.
3. Васильев А.В. К вопросу об обеспечении шумовой и вибрационной безопасности энергетических машин и установок. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2010. Т. 12. № 1-9. С. 2187-2199
4. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. Наука - производству. 2004. № 8. С. 68-70.
5. Васильев А.В. Снижение пульсаций давления и шума всасывания поршневых машин с использованием низкочастотных глушителей. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Москва, 1994.
6. Васильев А.В., Глейзер А.И., Дмитриев В.Н., Прасолов С.Г. Теория и методы проектирования машин с пониженной вибронагруженностью. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2009. №4. С. 95-109.
7. Васильев В.В. Особенности оценки воздействия шума в условиях химических производств. Академический журнал Западной Сибири. 2014. Т. 10. № 5. С. 106-107.
8. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л., Машиностроение, 1972. 224 с.
9. Глейзер А.И., Васильев А.В. Вибродемпфирование и динамическое гашение колебаний энергетических машин и установок. Безопасность в техносфере. 2011. № 3. С. 35-37.
10. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Динамический виброгаситель: патент на изобретение RUS 2468268 25.02.2011
11. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Виброопора: патент на изобретение RUS 2466313 18.04.2011
12. Глейзер А.И., Васильев А.В., Бахтемиров А.И. Гаситель крутильных колебаний: патент на изобретение RUS 2470202 07.07.2011
13. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
14. Старобинский Р.Н., Васильев А.В., Крохин В.Н., Береснев В.А., Шафиков Р.Х. Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины: патент на изобретение RUS 2065121.
15. Старобинский Р.Н., Васильев А.В., Крохин В.Н., Волченков В.И., Десяткин А.М. Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины: А.С. СССР № 1789748 А1.

16. Vassiliev A.V. Recent approaches to environmental noise monitoring and estimation of its influence to the health of inhabitants. В сборнике: 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007. С. 3242-3249.

17. Vasilyev A.V. Method and approaches to the estimation of ecological risks of urban territories. Safety of Technogenic Environment. 2014. № 6. С. 43-46.