

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ НА ШУМНОСТЬ И ВИБРОАКТИВНОСТЬ

Франтов А.А.,
Кизилов П.И.

АО «Концерн «НПО «Аврора»

ул. Карбышева, д.15,
г. Санкт-Петербург, 196024,
Российская Федерация

mail@avrorasystems.com

В статье рассмотрена реализация конструкций известных образцов различных типов проточных частей регулирующей трубопроводной арматуры с точки зрения их шумности на различных режимах работы. Исследованы гидравлические и акустические характеристики таких проточных частей. Определён круг задач, требующих решения при разработке перспективных проточных частей с повышенными требованиями к малошумности. Сформулированы технические решения, позволяющие достичь снижения уровня шума и вибрации на единицу рассеиваемой гидравлической мощности с применением накопленного опыта и новейших технических решений. Определены достоинства и недостатки различных конструкций с точки зрения эксплуатационных и функциональных характеристик. Сформулированы основные принципы выбора конструктивных решений с учётом закладываемых шумовых и вибрационных характеристик, подтверждённые расчётными данными и результатами экспериментальных исследований проточных частей. Намечены направления дополнительных исследований.

Ключевые слова: шумность; проточная часть; трубопроводная арматура; плунжерная проточная часть; клеточная проточная часть; гидравлическая мощность

1 Введение

Современная трубопроводная арматура (ТА) в составе гидравлических систем должна соответствовать широкому перечню требований. Помимо основных функциональных характеристик, которые закладываются на этапе разработки, критериями качества такой аппаратуры могут являться и специфические параметры. Одним из таких контролируемых параметров в ряде отраслей применения ТА является её шумность и виброактивность.

Важным этапом разработки регулирующей трубопроводной арматуры является выбор типа конструкции проточной части, учитывающий гидравлические параметры сети, требуемую форму пропускной характеристики, параметров арматуры, определяющих её как объект управления, а также шумовые

характеристики. Для этих целей на начальной стадии разработки используются методы анализа характеристик конструкции с применением программных средств конечно-элементного моделирования, а также результаты экспериментальных исследований апробированных конструкций и макетов проточных частей, полученные в условиях специализированных измерительных стендов.

В представленной работе рассмотрена реализация конструкций известных образцов различных типов проточных частей регулирующей трубопроводной арматуры с точки зрения их шумности на различных режимах работы. Выполнены исследования гидравлических и акустических характеристик таких проточных частей.

2 Основные типы проточных частей трубопроводной арматуры

В рамках исследования конструкций проточных частей трубопроводной управляющей арматуры были сформулированы критерии, ограничивающие конструктивные и функциональные параметры. Такими критериями являлись:

- рабочая жидкость – питьевая вода;
- сопоставимые гидравлические режимы работы арматуры, характеризующиеся рабочими давлениями и расходом рабочей жидкости;
- условные диаметры проходного сечения в диапазоне от 80 до 150 мм;
- характеристики параметров арматуры, определяющих её как объект управления.

Согласно приведённым критериям в настоящей статье в качестве ТА рассмотрены регулирующие клапаны регуляторов расхода воды клеткового и плунжерного типов. Рассмотрены как клапаны регуляторов, в которых величина расхода определяется как соответствующая определённому положению плунжера клапана при поддерживаемом на нём постоянном перепаде давления, так и клапаны регуляторов с обратной связью по расходу, определяемому посредством расходомера.

Под односедельной проточной частью плунжерного типа далее будем понимать такую проточную часть, в которой дроссельное сечение образовано в виде кольцевого зазора между кромкой седла и поверхностью плунжера, поступательно перемещающегося относительно седла. При этом площадь проходного сечения проточной части такого типа определяется для каждого из положений плунжера как площадь боковой поверхности усечённого конуса, образующей которого является нормаль, проведённая от кромки седла к поверхности плунжера.

Под клетковой проточной частью далее будем понимать такую проточную часть, в

которой дроссельное сечение образовано набором выполненных в гильзе отверстий или щелей, количество которых (отверстий) или длина (щелей) определяется плунжером, перемещающимся внутри гильзы, перекрывающим часть отверстий или щелей. В клетковой проточной части площадь проходного сечения определяется площадью сечения открытых отверстий (щелей).

Широкое применение нашёл способ синтеза конструктивной характеристики клапанов, при котором коэффициент расхода проточной части принимается постоянным на всем диапазоне открытий клапана и равным некоторой величине, известной из результатов испытаний ранее разработанных клапанов подобного типа. При этом задача синтеза характеристики сводится к поиску величины площади проходного сечения клапана на каждом из открытий. Незначительное отклонение практической пропускной характеристики от заданной, вызванное изменением величины коэффициента расхода с изменением открытия клапана, в данном случае устраняется доводкой, выполняемой по результатам предварительных испытаний проточной части.

Ввиду вышесказанного большое значение приобретает трудоёмкость доводки проточной части. Очевидно, клетковая проточная часть предоставляет широкие возможности для изменения величины площади проходного сечения. Так, на любом из открытий клапана количество дроссельных элементов может быть изменено посредством выполнения дополнительных отверстий либо глушения существующих. В проточной части плунжерного типа доводка возможна исключительно в сторону увеличения площади посредством удаления некоторой величины материала плунжера в определённых частях профиля.

Достаточно существенным отличием клетковых проточных частей является возможность значительной разгрузки плунжера от воздействия потока и перепада давления, что значительно снижает

величину перестановочных усилий и, как следствие, потребную мощность привода.

Несмотря на очевидные недостатки, описанные выше, плунжерные проточные части обладают и рядом достоинств, одним из которых, и весьма немаловажным, является нечувствительность к загрязнению рабочей среды твёрдыми включениями. Величина проходного сечения допускает пропустить частицы такого размера, которые в случае применения клеточной проточной части могли бы вызвать нарушение работы клапана вплоть до его заклинивания. Ввиду этого, при использовании проточных частей клеточного типа критически важной является организация поддержания чистоты рабочей среды.

Помимо функциональных и эксплуатационных характеристик рассмотренных проточных частей, отличаются также их вибрационные и шумовые характеристики в части величин амплитуд в различных диапазонах контролируемого спектра, а также наличия дискретных составляющих в спектрах.

Так, опыты по определению влияния величины характерного размера дроссельного элемента проточной части на уровень вибрации и шума показали преимущество клеточных проточных частей перед плунжерными. Кроме того, увеличение количества ступеней дросселирования также снижает уровни вибрации и шума. В случае с клеточными проточными частями организация регулируемых дроссельных участков в количестве более двух представляет нетривиальную задачу, однако в ряде случаев обеспечение низких уровней вибрации и шума требуется на определённом режиме работы. Это позволяет так организовать распределение перепадов давления по регулируемым и постоянным дроссельным участкам, что на требуемом режиме работы перепады давления на всех ступенях будут равными.

Весь комплекс вышеописанных характеристик требует подробных

экспериментальных исследований и анализа для определения оптимальных конструктивных решений и условий эксплуатации ТА.

В настоящей работе исследовались следующие объекты ТА:

1. Регулирующий клапан регулятора расхода с проточной частью плунжерного типа односедельной (рисунок 1) – далее клапан А.

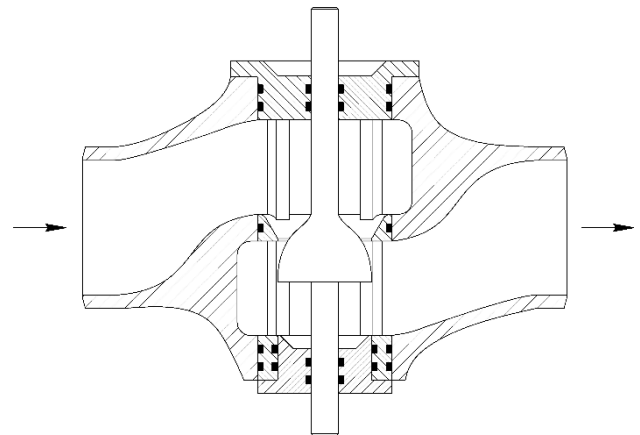


Рисунок 1. Клапан с односедельной проточной частью плунжерного типа

2. Регулирующий клапан регулятора расхода с проточной частью плунжерного типа двухседельной (рисунок 2) – далее клапан Б.

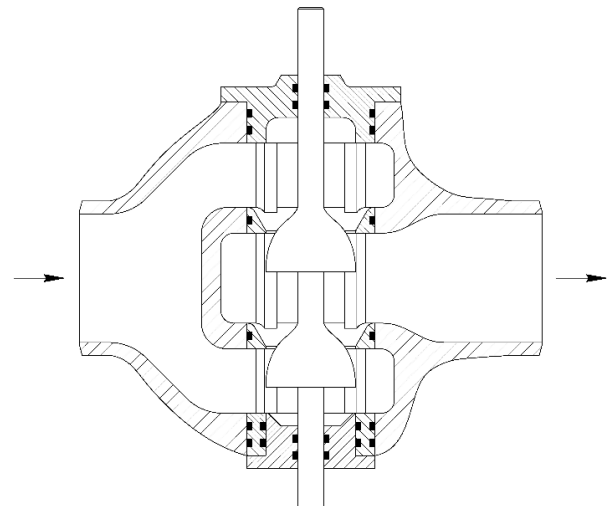


Рисунок 2. Клапан с двухседельной проточной частью плунжерного типа

3. Регулирующий клапан регулятора расхода с проточной частью клеточного типа (рисунок 3) – далее клапан В.

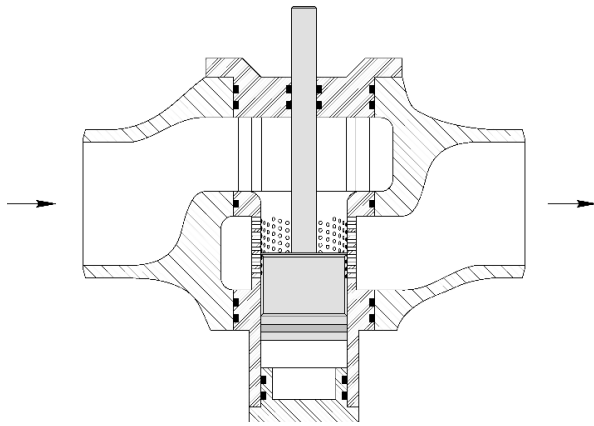


Рисунок 3. Клапан с клетковой проточной частью

4. Макет регулирующего клапана регулятора расхода с экспериментальной проточной частью клеткового типа с многоступенчатым дроссельным участком и байпасом полного расхода (рисунок 4) – далее клапан Г.

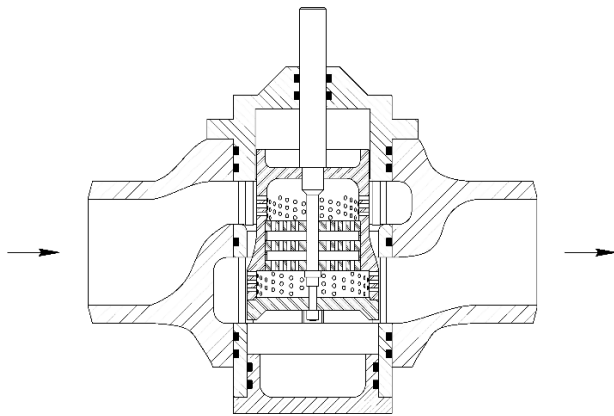


Рисунок 4. Клапан с клетковой многоступенчатой проточной частью

Также в ходе испытаний определяются собственные характеристики шума и

вибрации гидравлического испытательного стенда.

3 Анализ шума и вибрации проточных частей трубопроводной арматуры

Исследования шумности проточных частей ТА выполняются в условиях специализированного трубопроводного стенда насосного типа [1]. Стенд содержит в своём составе насосную установку, управляющую арматуру, средства шумо- и виброгашения, систему автоматизированного управления задачей и поддержанием параметров, средства измерения. Общая схема такого стенда приведена на рисунке 5.

Наибольшее внимание при испытании современной ТА уделяется шуму, распространяющемуся по жидкостному тракту. Это связано со сложностью локализации его в источнике и отсутствием надёжных конструктивных решений, позволяющих снизить уровень шума в рабочем органе ТА [2].

Объект испытаний (10) устанавливается на измерительном участке стенда, где обеспечивается поддержание необходимого гидравлического режима, а также устанавливаются необходимые датчики (вибропреобразователи, гидрофоны, микрофоны) [3]. Размещение объекта испытаний на измерительном участке приведено на рисунке 6.

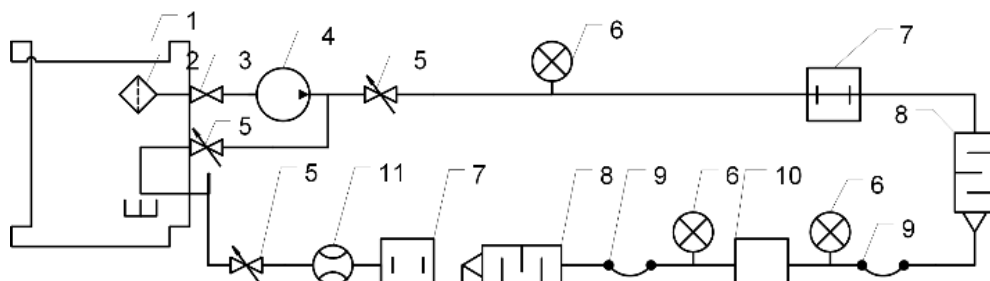


Рисунок 5. Схема гидравлического испытательного стенда

1 – расходный бак; 2 – фильтр; 3 – запорный клапан; 4 – насосная установка; 5 – управляющие клапаны (напорный, байпасный, подпорный); 6 – манометры; 7 – виброзадерживающий массив; 8 – глушители; 9 – гибкие вставки; 10 – объект испытания на измерительном участке; 11 – расходомер

Следует отметить, что конструктивно проточные части рассматриваемых регулирующих органов существенно отличаются и разрабатывались с целью соответствия приборов предъявляемым нормам на заданных режимах работы. В свою очередь, гидравлические режимы их

работы для каждой гидравлической системы индивидуальны по заданным параметрам рабочего давления, перепада давления на приборе и расхода рабочей жидкости, протекающей через прибор. В дальнейшем анализе в качестве величины,

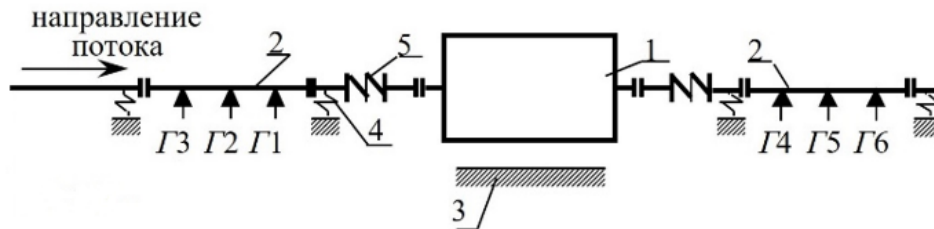


Рисунок 6. Схема размещения объекта испытаний на измерительном участке стенда
1 – объект испытаний; 2 – входной и выходной измерительные участки; 3 – фундамент;
4 – амортизированные подвески; 5 – гибкие вставки

характеризующей режим работы ТА, использовалась рассеиваемая в проточной части мощность W (Вт), определяемая как произведение значений перепада давления, срабатывающегося на проточной части ΔP (Па), и объемного расхода рабочей среды Q (м³/с):

$$W = \Delta P \cdot Q \text{ (Вт).}$$

Для сравнения свойств рассматриваемых типов ТА были выбраны режимы их работы на стенде, приведённые в таблице 1.

Таблица 1. Режимы испытаний ТА $W \approx 1,5$ кВт

Объект испытаний	P , (кгс/см ²)	ΔP , (кгс/см ²)	Q , м ³ /ч	W , (кВт)
Клапан А Ду100	-	3,1	16,8	1,41
Клапан Б Ду150	-	2,2	25,0	1,50
Клапан В Ду100	-	3,0	22,9	1,86
Клапан Г Ду100	-	3,0	20,2	1,65
Стенд Ду100	3,0	-	18,6	1,52

Анализ результатов испытаний вибрационных и шумовых характеристик выполнялся относительно целевых уровней, предъявляемых к объектам ТА.

В ходе испытаний оценивались относительные значения спектральных уровней шума в жидкостном тракте измерительного участка, расположенном за объектом испытаний. Результаты измерения

относительно целевых значений (уровень 0 дБ) приведены на рисунке 7. Условием выполнения целевых показателей является положительное значение спектральных уровней шума испытываемого объекта ТА. В противном случае констатируется наличие значительного акустического возмущения на дискретной составляющей либо в диапазоне частот 1/3 октавного спектра.

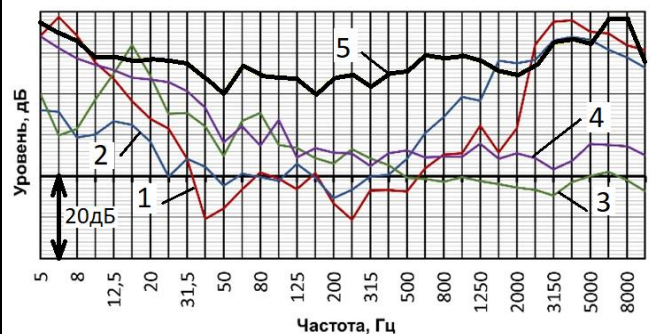


Рисунок 7. Относительные уровни шума при $W \approx 1,5$ кВт

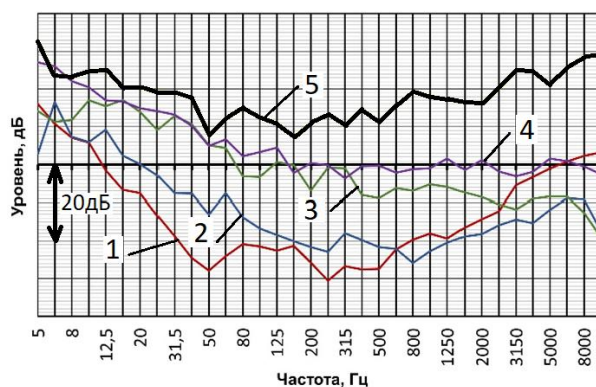
- 1 – клапан А Ду100; 2 – клапан Б Ду150;
- 3 – клапан В Ду100; 4 – клапан Г Ду100;
- 5 – собственная характеристика стенда (помеха)

Далее проводился анализ шумности проточных частей ТА в жидкостном тракте для повышенных значений рассеиваемой гидравлической мощности. На исследуемых объектах устанавливались параметры, приведённые в таблице 2.

Таблица 2. Режимы испытаний ТА $W \approx 5,5$ кВт

Объект испытаний	P, (кгс/см ²)	ΔP , (кгс/см ²)	Q, м ³ /ч	W, (кВт)
Клапан А Ду100	-	3,0	62,0	5,1
Клапан Б Ду150	-	6,6	28,6	5,14
Клапан В Ду100	-	6,0	32,8	5,36
Клапан Г Ду100	-	6,1	35,5	5,90
Стенд Ду100	6,3	-	32,0	5,49

Результаты измерений спектральных характеристик относительных уровней шума при повышенных значениях рассеиваемой гидравлической мощности приводятся на рисунке 8.

Рисунок 8. Относительные уровни шума при $W \approx 5,5$ кВт

- 1 – клапан А Ду100; 2 – клапан Б Ду150;
3 – клапан В Ду100; 4 – клапан Г Ду100;
5 – собственная характеристика стенда (помеха)

Опираясь на результаты экспериментальных исследований, можно подвести следующие промежуточные итоги:

1. Условия проведения экспериментальных исследований с достаточным запасом относительно целевых показателей позволяют проводить достоверные испытания образцов ТА на рассматриваемых режимах, характеризуемых величиной рассеиваемой гидравлической мощности;

2. На режиме $W \approx 1,5$ кВт наблюдаются характерные особенности типов проточных частей ТА. В спектральной характеристике плунжерных проточных частей в диапазоне от 50 до 500 Гц присутствует акустически активная зона, за которой следует резкий спад уровней в высокочастотном диапазоне спектра до 10 кГц. Клапаны с проточными частями клеткового типа характеризуются

меньшей шумностью в широком диапазоне спектра до 500 Гц и растущими уровнями в высокочастотном диапазоне;

3. С ростом рассеиваемой гидравлической мощности на проточных частях исследуемых клапанов в случае плунжерных конструкций наблюдается резкий рост уровней шумности во всем контролируемом диапазоне с сохранением спадающего характера кривой в зоне высоких частот. В случае клетковых конструкций рост шумовой характеристики менее активный, но отмечается опережающий прирост в зоне высоких частот спектра;

4. Сравнение двух проточных частей клеткового типа показывает преимущество подхода многоступенчатого дросселирования потока рабочей жидкости с точки зрения шумности ТА. Особенно выражен положительный эффект от применения такого типа конструкций с ростом рассеиваемой гидравлической мощности на клапане в зоне высоких частот характеристики.

Полученные результаты экспериментальных исследований клетковых проточных частей подтверждают сделанные выше теоретические предположения о снижении уровней вибрации и шума за счёт увеличения количества ступеней дросселирования, а также ранее полученные данные опытных работ по определению влияния величины характерного размера дроссельного элемента проточной части на уровень вибрации и шума.

4 Заключение

По результатам работы определены зависимости конструктивных решений проточных частей регулирующей трубопроводной арматуры и уровней вибрации и шума при протекании рабочей среды. Выявлены области частотных спектров, характерные для различных типов проточных частей.

Полученные результаты позволяют сделать заключение о целесообразности выбора того или иного типа проточной части при проектировании регулирующей трубопроводной арматуры. В случае нежёстких требований к уровню шума в низкочастотной области спектра и допущения возможности попадания в проточную часть инородных частиц значительного размера возможно применение проточных частей плунжерного типа. В случаях же, когда помимо эксплуатационных характеристик арматуры оказывается важен низкий уровень вибрации и шума, целесообразным представляется применение проточных частей клеткового типа. При этом чем более низкими уровнями вибрации и шума должна обладать арматура, тем большим количеством ступеней необходимо оснастить проточную часть как минимум в области пропускной характеристики, к которой предъявляются требования малошумности. Следует также заметить, что в случае использования одноступенчатых проточных частей клеткового типа может оказаться необходимым применение дополнительных

средств гашения высокочастотной вибрации и шума ввиду того, что уменьшение характерного размера элементарного дроссельного элемента таких проточных частей в сочетании с высоким перепадом давления на единственной ступени дросселирования влечет за собой, как показали результаты экспериментов, рост уровней вибрации и шума в указанных областях спектра.

Список использованных источников

- [1] Будниченко М.А., Некрасов В.А. Методология создания заводских стендов для виброакустических испытаний серийно изготавливаемого судового оборудования // Труды крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 2(384). – С. 121-130.
- [2] Берестовицкий Э.Г., Обуховский С.А. Проблемы создания современного специализированного стенда для виброакустических испытаний приборов и систем управления // Судостроение. 2006. № 4, – С. 42-45.
- [3] Гладиллин Ю.А., Ромашов Н.Н., Франтов А.А. Исследование эффективности применения некоторых методов снижения виброактивности гидравлических приборов // СПб.: Технико-технологические проблемы сервиса. №4 (22). 2012. – С. 10-13.

EVALUTION OF THE INFLUENCE OF THE DESIGN OF THE FLOW PARTS OF PIPELINE VALVES ON NOISE AND VIBRATION ACTIVITY

**A.A. Frantov,
P.I. Kizilov**

Concern Avrora Scientific
and Production Association JSC

15, Karbysheva, St. Petersburg, 196024,
Russian Federation

mail@avrorasystems.com

The article considers the implementation of designs of known samples of various types of flow parts of control pipeline valves in terms of their noise level in various operating modes. The hydraulic and acoustic characteristics of such flow parts have been studied. The range of tasks that need to be solved in the development of advanced flow parts with increased requirements for low noise has been determined. Technical solutions have been formulated to achieve a reduction in noise and vibration levels per unit of dissipated hydraulic power using accumulated experience and the latest technical solutions. The advantages and disadvantages of various designs are determined in terms of operational and functional characteristics. The main principles for the choice of design solutions are formulated, taking into account the noise and vibration characteristics to be laid, confirmed by the calculated data and the results of experimental studies of the flow parts. Directions for additional research are outlined.

Keywords: noise, flow part, pipeline fittings, plunger flow part, cell flow part, hydraulic power

References

- [1] Budnichenko M.A., Nekrasov V.A. Development methodology of factory vibroacoustic tests for industrially produced ship equipment // Transaction of the Krylov State Research Center. 2018. Issue. 2 (384). – P. 121-130 (in Russian).
- [2] Berestovitsky, E.G., Obukhovskiy S.A., (2006) Problems of creating a specialized stand for vibro-acoustic testing of instruments and control systems. Sudostroyeniye [Shipbuilding], no.4, pp. 42 – 45. (in Russian).
- [3] Gladilin, Y.A., Romashov N.N., Frantov, A.A., (2012) Study of the effectiveness of the application of certain methods to reduce the vibration activity of hydraulic devices. Technical and technological problems of service, №4 (22). 2012. – P. 10-13. (in Russian).