

Берестовицкий Э.Г.,
Гладилин Ю.А.,
Франтов А.А.

АО «Концерн «НПО «Аврора»

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

mail@avrorasystems.com

Видяскина А.Н.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет)

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

vidiaskina@yandex.ru

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСА МЕР ПО СНИЖЕНИЮ СОБСТВЕННЫХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПОМЕХ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДНОГО СТЕНДА

Основным средством оценки качества элементов гидравлических систем является испытательный стенд, имитирующий режимы работы оборудования. Требования, предъявляемые к стендам, ужесточаются в соответствии с перспективными направлениями развития гидравлических систем и элементов их составляющих.

Для выполнения исследований виброакустических характеристик изделий стенд должен иметь низкие уровни собственных помех этих параметров. На примере специализированного трубопроводного, насосного измерительного стенда приводится ряд технических решений, позволяющих бороться с источниками собственных помех на измерительном участке. В работе приводятся расчетные обоснования эффективности предложенных технических решений. Выполняется комплекс экспериментальных исследований, подтверждающий заложенные параметры по снижению собственных виброакустических стеновых помех. Определяются режимы работы стенового оборудования, обеспечивающие максимальную достоверность результатов, проводимых испытаний элементов гидравлических систем.

Намечены пути дальнейшего развития материально-технической базы трубопроводного, насосного измерительного стенда.

Ключевые слова: вибрация; гидродинамический шум; спектр; стеновая гидросистема; собственные помехи; виброакустическая защита

1 Введение

Снижение вибрации, колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах в настоящее время является очень важной и актуальной задачей на многих объектах. Это морские суда, энергетические и химические производственные предприятия, многие другие объекты, использующие трубопроводные системы.

Основным средством оценки качества элементов гидравлических систем является испытательный стенд, имитирующий режимы работы оборудования. Требования, предъявляемые к стендам, ужесточаются в соответствии с перспективными направлениями развития гидравлических систем и элементов их составляющих.

Важной проблемой для выполнения исследований виброакустических

характеристик (ВАХ) гидравлического оборудования является корректное их определение (и прежде всего ГДШ) в условиях значительных акустических и гидродинамических помех, возбуждаемых различным стеновым оборудованием. На примере специализированного трубопроводного, насосного измерительного стенда приводится ряд технических решений, позволяющих бороться с источниками собственных помех на измерительном участке. Укрупненная схема стенда по исследованию ВАХ оборудования гидравлических систем представлена на рисунке 1.

При испытаниях требуемые режимы устанавливаются за счёт совместного управления клапанами: напорным НК, сливным СК, и байпасным БК. ВАХ испытуемого оборудования определяются по пульсациям давления до и после объекта, а

также по вибрации и шуму гидроприбора [1].

Для снижения собственных виброакустических помех испытательного трубопроводного стенда выполняются исследования эффективности применения следующих мер:

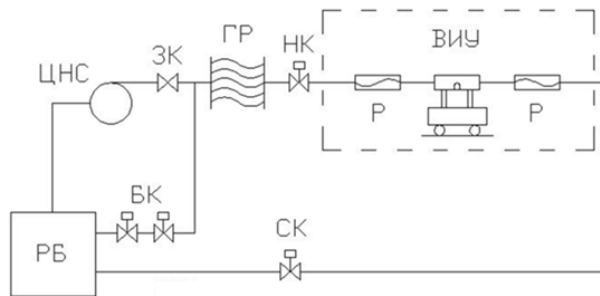


Рисунок 1. Принципиальная схема испытательного
стенда

ЦНС – центробежный насос; ЗК – запорный клапан; ГР – гибкая резина; ВИУ – виброизмерительный участок; НК – напорный клапан; Р – армированные рукава; РБ – расходный бак; БК – байпасный клапан; СК – сливной клапан.

- применение новых эффективных гасителей колебаний и шума в трубопроводных системах;
- оптимизация трассировки трубопроводов непосредственно вблизи виброизмерительных участков (ВИУ);
- применение эффективных средств вибро и шумогашения на поверхности магистральных трубопроводов.

2 Средства борьбы с шумом и вибрацией на измерительном участке стенда

Процесс определения собственных ВАХ испытуемых гидроприборов весьма затрудняется вследствие наличия значительного фона акустических и гидродинамических помех. Так, интенсивные акустические возмущения в стендовую систему вносит насосный агрегат, возбуждающий целый ряд дискретных составляющих на роторных и лопастных гармониках. Широкополосный гидродинамический фон обусловлен работой клапанов, а также трассировкой стеновых трубопроводов, по которым протекает поток

рабочей среды. Поэтому, наиболее актуальным вопросом при проектировании или модернизации стендовой базы является локализация основных источников стендовых шумов и вибрации с последующим внедрением конструктивных решений и дополнительных средств для их снижения.

Наиболее характерным показателем, отражающим качество испытательного стенда, является ГДШ, распространяющийся на значительные расстояния от источников по жидкостному тракту [2]. Также немаловажным фактором является установившийся режим испытаний, характеризующийся значениями давления рабочей среды и объёмным показателем расхода, учитывающим размер условного диаметра проходного сечения измерительного участка стенда. Параметры установившегося режима определяют условия работы узлов и агрегатов в составе стенда, а также параметры протекания потока рабочей жидкости через неоднородности трубопроводов. На рисунке 2 представлена спектрограмма шумности жидкостного тракта измерительного участка испытательного стенда.

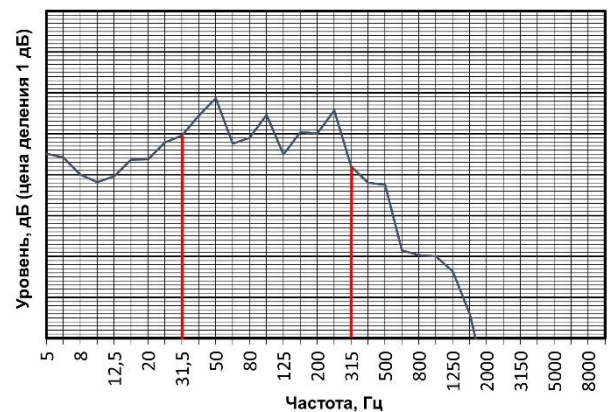


Рисунок 2. График уровня шумности жидкостного тракта на измерительном участке стенда на режиме №1

Рассмотрим спектр, полученный на измерительном участке при установившемся режиме с параметрами напорного давления и расхода, характеризующими режим №1. Он характеризуется общими максимальными значениями уровня, а также

наличием дискретных составляющих в широком диапазоне 1/3-октавных фильтров с частотами от 31,5 Гц до 315 Гц. Дискретные составляющие, очевидно, кратны 50 Гц, что обуславливается оборотной частотой вращения ротора насоса 2980 Гц и её гармониками.

С ростом параметров установившегося режима испытаний возрастают и уровни шумности. Назовём такой режим №2 и приведём результаты испытаний на рисунке 3.

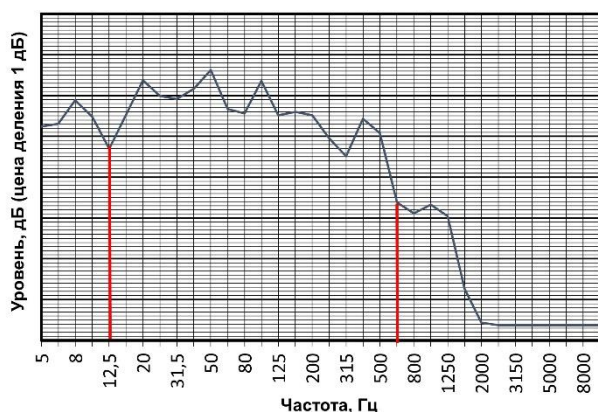


Рисунок 3. График уровня шума в жидкостном тракте на измерительном участке стенда на режиме №2

Как видно из полученных результатов в спектре по-прежнему присутствуют дискретные составляющие с кратными 50 Гц 1/3-октавными фильтрами. Также закономерно растут широкополосные уровни и расширяется диапазон максимальных значений, что вызвано особенностями трассировки стендовых трубопроводов. В области от 315 Гц до 630 Гц проявляется влияние лопастной частоты насосного агрегата и работы управляющего сливного клапана СК. Интенсивность пульсационной помехи значительно превышает требуемый уровень, необходимый для корректного определения собственных ВАХ объекта испытаний.

Из рисунков 2 и 3 видно, что основной составляющей гидродинамической помехи является широкополосный турбулентный шум. Возбуждение колебаний гидродинамического происхождения (турбулентных, вихревых), т.е.

псевдозвуковых, может происходить при значительных скоростях потока рабочей среды. Для оценки интенсивности гидродинамических колебаний рабочих сред и их сравнения с интенсивностью упругих составляющих можно воспользоваться критериями подобия потоков рабочих сред: Рейнольдса Re , Струхала Sh , Эйлера Eu и других. Характерный вид спектрограммы турбулентного шума показан на рисунке 2, при этом незначительные локальные пики соответствуют насосным гармоникам. Максимум спектра ГДШ соответствует характерной частоте f_{cp} , определяемой при помощи критерия Струхала:

$$f_{cp} = \frac{Sh \cdot U}{d},$$

где d – характерный размер (например, диаметр трубы), $Sh \approx 2,0$ – число Струхала, относительно постоянное до числа Рейнольдса $Re = 10^6$, U – скорость потока.

Анализ гидродинамической помехи показывает, что на малых расходах рабочей среды (25 м³/час и 40 м³/час) преобладают насосные гармоники, а на больших расходах (60 м.куб/с и выше) – гидродинамический шум трубопроводной магистрали и управляющих клапанов.

Отталкиваясь от результатов стендовых испытаний, определивших источники и уровни собственных помех, был предложен ряд конструктивных решений и дополнительных средств шумо- и виброгашения, направленных на улучшение ВАХ на измерительном участке стенда.

Основным источником шума и вибрации в гидравлической системе испытательного стенда, безусловно, является насосная установка. Изменение её технического состава и рабочих характеристик требует продолжительного времени и высоких финансовых затрат. Решение данной проблемы будет реализовано позднее [3].

Следующим источником, вносящим существенный вклад в формирование собственного ГДШ на ВИУ стенда, является трубопровод сливной магистрали. Его трассировка закладывалась таким образом,

чтобы в помещении измерительного участка стенда развернуть поток рабочей жидкости на 180° . Это достигалось путём «закольцовки» сливного трубопровода Ду200. Такое конструктивное решение позволило реализовать плавный разворот потока в стеснённых габаритах помещения измерительного участка. При этом в ходе эксплуатации выявилось его возрастающее влияние на формирование стендовой помехи с ростом объёмного расхода.

В ходе выработки решения стоящей задачи было предложено отказаться от плавного кольцевого участка сливной

магистральной в пользу резкого изменения направления движения потока рабочей жидкости в конце сливного трубопровода на измерительном участке. При этом предлагалось разработать и установить в месте разворота специальные «перетечные» устройства, совмещающие в себе как возможности гибкой развязки, так и свойства гасителей пульсации потока [5]. Такие устройства в конечном итоге должны выполнять на ВИУ стенда роль виброакустической защиты (ВАЗ). Общая схема модернизированного измерительного участка приведена на рисунке 4.

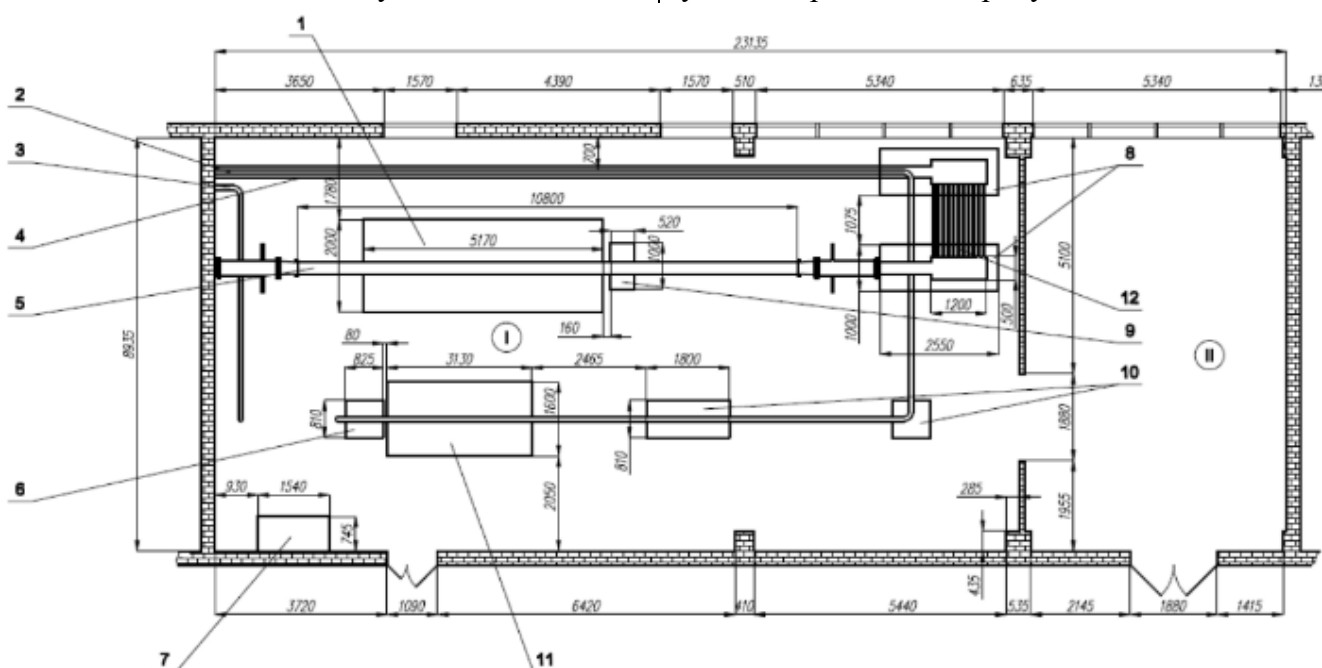


Рисунок 4. Измерительный участок стенда после реконструкции:

1 – амортизированная платформа; 2 – напорный трубопровод Ду80; 3 – сливной трубопровод Ду80; 4 – сливной трубопровод Ду150; 5 – напорный трубопровод Ду150; 6,8,10 – ВЗМ; 7 – пульт дистанционного управления; 9 – сливной прямой; 11 – амортизированная платформа; 12 – ВАЗ.

Помимо конструкции ВАЗ, важным моментом является способ их установки и сопряжения со стендовыми трубопроводами. Было предложено установить ВАЗ жёстко на специально подготовленные массивные железобетонные фундаменты, тем самым наделив получившийся комплекс ещё и возможностями виброзадерживающего массива (ВЗМ) [4]. Это положительно сказалось на собственной вибрационной помехе стенда.

Конструктивная схема комплекта ёмкостей ВАЗ представлена на рисунке 5. Комплект ёмкостей состоит из приемной (входной) ёмкости-глушителя, соединенного гибкими резиновыми шлангами высокого давления с выходной ёмкостью-глушителем.

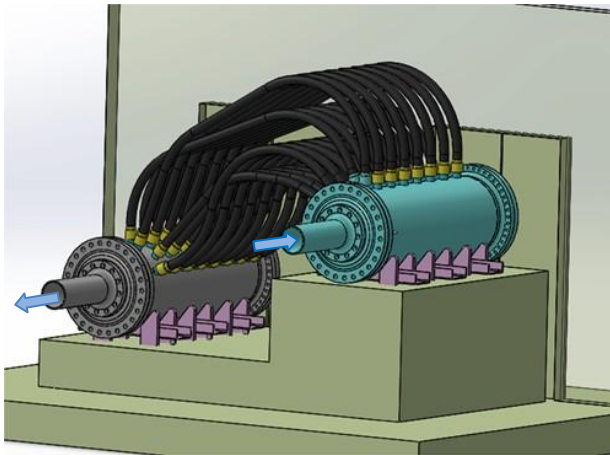


Рисунок 5. Конструктивная схема комплекта ёмкостей акустической защиты: зелёный цвет – входная ёмкость; серый цвет – выходная ёмкость

Схема гидравлической части ВАЗ представлена на рисунке 6. Рабочая жидкость поступает во входную ёмкость-глушитель 1 через стендовый трубопровод Ду200 и перемещается по профилированной центральной трубе 4 входной ёмкости такого же диаметра.

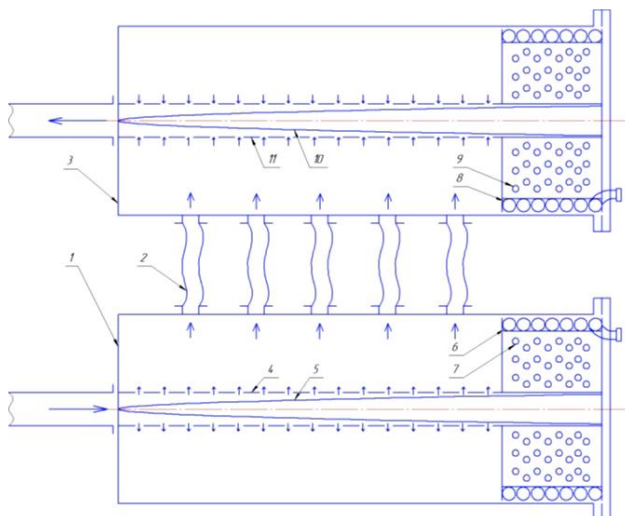


Рисунок 6. Схема гидравлического комплекса ВАЗ
1, 3 – входная и выходная ёмкости - глушители ГДШ;
2 – виброизолирующие гибкие резиновые шланги высокого давления; 4, 10 – центральные перфорированные трубопроводы ёмкостей – входная и выходная; 5, 11 – вытеснительные профилированные конусы - входной и выходной; 6, 8 – гибкие резиновые воздушные шланги; 7, 9 – перфорированные опоры воздушных шлангов

Эффект снижения ГДШ ёмкостями объясняется, прежде всего, высокой податливостью их объема, значительно

увеличенной за счет использования воздушных шлангов, встроенных в данные ёмкости. Податливость воздушных шлангов, в основном, зависит от объема воздуха и статического давления, при этом объемная жесткость жидкости в ёмкости с воздушным объемом B_{CM} рассчитывается по следующей зависимости:

$$B_{CM} = \frac{B_{ж}}{1 + \frac{B_{ж}}{B_B} \cdot \frac{V_B}{V_{ж}}},$$

где $B_{ж}$, B_B – модули объемной упругости жидкости и воздуха соответственно; $V_{ж}$, V_B – объемы жидкости и воздуха соответственно, при этом величины модулей жидкости и воздуха многократно отличаются, например, модуль объемной упругости воды равен: $B_{ж} = \rho \cdot a^2 = 2,2 \cdot 10^9$ Па, (ρ – плотность и a – скорость звука), а соответствующая величина для воздуха – $B_B = k \cdot P_{CT}$, где $k = 1,4$ – коэффициент адиабаты, P_{CT} – статическое давление, т.е. $B_B = (30 \dots 200) \cdot 10^5$ Па. Из данных выражений видно, что модуль объемной упругости воздуха линейно возрастает с увеличением давления, однако даже при максимальном давлении 15 МПа значение B_B не превышает 1 процента от $B_{ж}$. Другой особенностью гидравлического комплекса ёмкостей является минимальная собственная виброакустическая активность, т.е. он должен возбуждать минимальный уровень ГДШ. В этих целях обеспечен минимальный уровень скоростей потока при его вытеснении из перфорированной трубы и повороте, для чего профиль вытеснительного конуса выбирается из условия равенства градиента уменьшения проходной площади (в осевом направлении) перфорированной трубы.

Проведем оценку снижения уровней ГДШ комплектом ёмкостей глушителей. Расчёт выполним для следующих условий работы системы: максимальное рабочее давление – 10 МПа; расход рабочей среды – 340 м³/час.

В соответствии со структурной схемой комплекта ёмкостей глушителей разработана эквивалентная электродинамическая схема комплекта, представленная на рисунке 7.

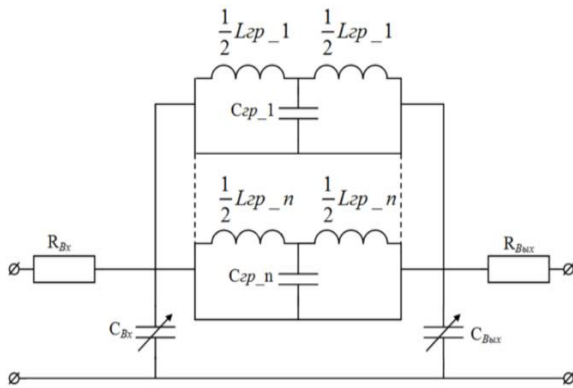


Рисунок 7. Электродинамическая схема комплекта ВАЗ

$R_{ВХ}$ и $R_{ВЫХ}$ – входное и выходное активное сопротивление прорезей центральных перфорированных труб; $C_{ВХ}$, $C_{ВЫХ}$ – акустические ёмкости; $L_{ГР_1}$, $L_{ГР_n}$ – эквивалентные индуктивности гибких рукавов и $C_{ГР_1}$, $C_{ГР_n}$ – их акустические ёмкости

Анализ данной структуры показал, что эффективность комплекта может быть оценена с учетом малости значений. Поскольку величины $R_{ВХ}$ и $R_{ВЫХ}$ малы относительно волнового сопротивления сливного трубопровода, то ими можно пренебречь. Также можно пренебречь индуктивностью гибких рукавов и их податливостью, особенно на низких частотах. В результате этого основными элементами, уменьшающими уровень ГДШ, являются входная и выходная ёмкости, акустическая податливость которых увеличена за счёт использования воздушных шлангов.

Эффективность комплекта ёмкостей по снижению ГДШ оценивается по формуле:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{Y_C}{Y_{II} + Y_{НАГР}} \right),$$

где Y_C , Y_{II} , $Y_{НАГР}$ – акустическая проводимость ёмкостей, источника и нагрузки. При этом $Y_C = V \cdot \omega / B_{CM}$, $Y_{II} = Y_{НАГР} = 1 / Z_B$, при этом ω – частота

колебаний, $Z_B = \rho \cdot a / S$ – выходное сопротивление входного и выходного трубопровода (S – площадь сечения трубы). Расчёты по последней формуле показали, что даже при минимальной частоте 20 Гц снижение ГДШ составляет без применения воздушных шлангов 4...5 дБ.

По результатам проведённой реконструкции, были выполнены контрольные испытания шумности жидкостного тракта стенда. На измерительном участке был установлен режим №1. Его результаты, в сравнении с первоначальными данными приведены на рисунке 8.



Рисунок 8. Сравнение уровней шумности жидкостного тракта на измерительном участке стенда на режиме №1 по результатам реконструкции

Как следует из представленных результатов, предварительные расчётные оценки эффективности применения ВАЗ на измерительном участке гидравлического стенда оправдались. В широком диапазоне шум, распространяющийся по жидкостному тракту, был существенно снижен, а спектр выравнен и лишён дискретных ярко выраженных составляющих.

Следует, в то же время отметить, что в зоне частот свыше 1000 Гц спектр несколько превышает начальные результаты. Это объясняется конструкцией ВАЗ и её собственными характеристиками. При этом, поскольку спектр имеет спадающий характер, получившаяся выровненная характеристика стенда в значительной степени предпочтительней для проведения

достоверных испытаний гидравлической аппаратуры

3 Заключение

В работе проведена оценка эффективности предлагаемого комплекса мер для снижения собственных виброакустических помех испытательного трубопроводного стенда, включающего оптимизацию трассировки трубопроводов посредством установки комплекса ВАЗ, совмещённого с ВЗМ в месте обратного разворота потока рабочей среды. Достигнуты следующие результаты:

- выполненные расчётные обоснования характеристик предложенных технических решений подтверждены комплексом экспериментальных исследований на различных режимах работы;
- подтверждено существенное снижение уровня гидродинамического шума на измерительном участке гидравлического стенда в широком диапазоне частот. Характеристика «сглажена» от дискретных составляющих спектра;
- определена зависимость параметров установившихся режимов испытаний и изменения уровней ВАХ;
- намечены пути дальнейшего развития материально-технической базы трубопроводного, насосного измерительного стенда.

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] Шум турбулентных потоков: Монография / А.В. Смольяков. ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова. СПб.: 2005. – 312 с.
- [3] Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Франтов А.А. // Регулирование параметров рабочей среды с помощью насосной установки переменной производительности в условиях стенда СУ ПЭУ. Научно-технический сборник АО «Концерн «НПО «Аврора»: «Системы управления и обработки информации». НТС вып.№1(44) март 2019 г., стр. 82-92.
- [4] Берестовицкий Э.Г., Голованов В.И., Гладилин Ю.А., Обуховский С.А., Франтов А.А. Разработка методов и средств пассивного виброгашения колебаний, передаваемых от источника по трубопроводам // Сборник трудов Научной конференции "Сессия Научного совета РАН по акустике и XXV сессия Российского акустического общества". Т.3. – М.: ГЕОС, 2012, – 208 с.
- [5] Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах /А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Самара: СГАУ, 2005. 314 с.

**Erlén G. Berestovitsky,
Yury A. Gladilin,
Andrey A. Frantov**

Concern Avrora Scientific and
Production Association JSC

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

mail@avrorasystems.com

Anna N. Vidyaskina

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

vidiaskina@yandex.ru

EVALUTION OF THE EFFECTIVENESS OF A SET OF MEASURES TO REDUCE THE OWN VIBROACOUSTIC NOISE OF A PIPELINE TEST STAND

The main tool for assessing the quality of elements of hydraulic systems is a test bench that simulates the modes of operation of the equipment. The requirements for the stands are becoming more stringent in accordance with the promising directions in the development of hydraulic systems and elements of their components.

To perform studies of the vibroacoustic characteristics of products, the stand must have low levels of intrinsic noise of these parameters. On the example of a specialized pipeline, pump measuring stand, a number of technical solutions are given that make it possible to deal with sources of intrinsic noise in the measuring section.

The paper provides computational justifications for the effectiveness of the proposed technical solutions. A complex of experimental studies is being carried out, confirming the set parameters for reducing their own vibroacoustic bench noise. The operating modes of bench equipment are determined to ensure maximum reliability of the results of tests of elements of hydraulic systems.

The ways of further development of the material and technical base of the pipeline, pump measuring stand are outlined.

Keywords: vibration; hydrodynamic noise; spectrum; bench hydraulic system; own interference; vibroacoustic protection

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] Noise of turbulent flows: Monograph / A.V. Smolyakov. Central Research Institute. Acad. A.N. Krylov. St. Petersburg: 2005. - 312 p. (in Russian).
- [3] Berestovitsky E.G., Gladilin Yu.A., Frantov A.A. // Regulation of the parameters of the working environment with the help of a variable capacity pumping unit in the conditions of the SU PES stand. Scientific and technical collection of JSC "Concern" NPO "Aurora": "Control and information processing systems". NTS issue No. 1 (44) March 2019, – P. 82-92 (in Russian).
- [4] Berestovitsky E.G., Golovanov V.I., Gladilin Yu.A., Obukhovskiy S.A., Frantov A.A. Development of methods and means of passive vibration damping of vibrations transmitted from a source through pipelines // Proceedings of the Scientific Conference "Session of the Scientific Council of the Russian Academy of Sciences on Acoustics and the XXV Session of the Russian Acoustic Society". T.3. – M.: GEOS, 2012, – 208 p. (in Russian).
- [5] Reduction of oscillations and noise in pneumohydro-mechanical systems /A.A. Igolkin, A.N. Kryuchkov, G.M. Makaryants, A.B. Prokofiev, S.P. Prokhorov, E.V. Shakhmatov, V.P. Shorin. Samara: SGAU, 2005. 314 p. (in Russian).