

**ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ****Э.Г. Берестовицкий,
Ю.А. Гладиллин,
М.В. Соловьев**АО «Концерн «НПО «Аврора»
Карбышева, 15,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация,
196024
mail@avrorasystems.com
http://www.avrorasystems.com

Одной из актуальных тем в области создания гидравлических систем энергетических установок является снижение уровней гидродинамического шума и вибраций. При этом современные решения должны отвечать требованиям компактности, а наличие элементов в схемах регулирования должно сводиться к минимуму. Шумы дозвуковых турбулентных струй, образующихся в дросселирующих элементах, являются широкополосными источниками акустического шума электрогидравлических приборов. В силу этого большое и разностороннее внимание исследователей обращено как к методам прогнозирования шума струи, так и к методам и средствам его снижения.

Авторами рассматривается снижение шума механизмов и устройств, поставляемых на корабли и суда, что также является исключительно актуальной задачей, стоящей перед разработчиками, так как требования к этим системам постоянно растут.

В статье описаны регулирующие органы управляющих электрогидравлических приборов систем подачи питательной воды энергетических установок. Проведен обзор использования сетчатых экранов в проточных частях приборов, отвечающих современным и перспективным требованиям. Представлены механизмы, за счет которых выполняется снижения шума и их реализация.

Сделано заключение о применении методов по снижению уровня ГДШ данными конструкциями и даны рекомендации по дальнейшему совершенствованию проточных частей для соответствия уровню современных и перспективных требований по шуму и вибрации.

Ключевые слова: Вибрация; арматура; гидродинамический шум; питательные клапаны; сетчатые экраны; малошумное оборудование; многоступенчатые регулирующие органы

1 Введение

Постоянно повышающиеся требования к снижению уровня вибрации кораблей и судов определяют актуальность работ по совершенствованию регулирующих органов систем управления (СУ)

Разработка регулирующих органов для СУ, отвечающих современным требованиям по виброшумовым характеристикам (ВШХ) и гидродинамическому шуму (ГДШ) и перспективным требованиям, является достаточно сложной задачей.

В настоящее время регулирующие органы СУ расходом питательной воды в парогенератор энергетических установок на современных изделиях удовлетворяют требованиям нормативных документов по

ВШХ 1980-х годов. Однако в системах нового поколения требования по ВШХ значительно повышены.

Для решения этой задачи был проведен ряд исследований по разработке проточных частей подобных регулирующих органов. Полученные в результате этих работ проточные части позволяют обеспечить выполнение современных требований практически без запаса и с применением в системе глушителей гидродинамического шума (ГГШ) диссипативного типа, разработанных совместно с Институтом акустики машин (ИАМ, г. Самара). Их применение существенно увеличивает массогабаритные характеристики системы и ее стоимость. Разработанные конструкции ГГШ применены в СУ с питательным и

дроссельным клапанами с управлением по положению. ГГШ эффективны в области высоких частот ГДШ.

Для СУ с одним питательным клапаном и управлением от расходомера, делается попытка решить задачу создания регулирующих органов, способных без дополнительных устройств в схеме регулирования выполнить перспективные требования по ГДШ и ВШХ.

2 Рекомендации по применению встроенных в регулирующие органы элементов

Основными источниками ГДШ являются пульсации турбулентного потока и кавитация [1].

После прохождения потока через седло клапана на выходе из каналов круглого или прямоугольного сечения образуются струи с максимальной скоростью течения.

Существует два способа снижения шума в регулирующих системах:

1. Снижение шума в самом источнике (клапане);
2. Предотвращение распространения шума.

В самом клапане звуковая мощность связана с потерями давления. Потери давления определяют звуковую мощность, образующейся при прохождении потока среды через клапан. В большинстве регулирующих органов потери давления являются заданной величиной.

Качество проектирования проточной части и регулирующего органа определяет процентное соотношение звуковой мощности от мощности потерь потока регулируемой среды.

Одним из эффективных методов снижения звуковой мощности является разбиение потока [2]. Применение элементов шумогашения позволяет управлять спектром звуковой мощности.

Следующим шагом является диссипация полученной энергии звуковой мощности.

Таким образом, для снижения шума в источнике необходимо обеспечить:

- снижение потерь давления;
- разбиение потока;
- диссипацию энергии.

Предотвращение распространения энергии шума обычно выполняется с помощью ГГШ, устанавливаемых до и после источника.

Снижение перепадов давления на регулирующем органе часто связано с изменением скорости дросселируемой среды. В свою очередь скорость потока и шум связаны таким образом, что при незначительном уменьшении скорости, получаем высокое снижение шума.

Разделение потока подразумевает, что вместо одного отверстия, через которое происходит истечение, путем установки перфорированного стакана, получаем много мелких отверстий, которые замедляют поток, разделяя его на мелкие струйки. Увеличению количества отверстий в два раза соответствует снижение уровня шума на 3 дБ [3].

Многоступенчатость регулирующего органа также является частным случаем разбиения потока. В данной работе было выбрано две ступени дросселирования в силу мощности потока среды и конструктивных ограничений.

В общем случае из уравнения Лайтхилла [4-6] выражение для мощности звука, излучаемого объемом струи:

$$dW = k_1 \frac{\rho^2 u^4}{\rho_0 a_0^5} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^4 l^3 y dx dy, \quad (1)$$

где ρ и u' - плотность и пульсационная скорость потока; f - характерная частота излучаемого звука; l - характерный линейный масштаб; ρ_0 и a_0 - плотность и скорость звука в невозмущенной среде, куда происходит истечение струи.

На рисунке 1 показана схема для определения звуковой мощности, которая создается элементарным цилиндрическим объемом. Расчеты спектральной звуковой мощности выполняются по формуле (1).

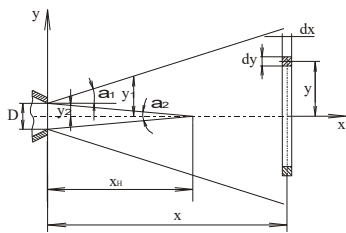


Рисунок 1. Схема для определения звуковой мощности, создаваемой цилиндрическим объемом [4]

Существенного изменения характеристик шума струи можно добиться при установке вблизи среза сопла оси сетчатого экрана (СЭ), ориентированного нормально к оси потока.

СЭ, расположенный в струе нормально к оси потока, разделяет зону смешения на два участка, в каждом из которых справедливы закономерности, характерные для свободной струи [3].

СЭ позволяют управлять спектром звуковой мощности струи. Определяющими факторами при использовании СЭ являются [4]:

- рациональный подбор местоположения экрана в струе;
- режим истечения;
- относительное живое сечение.

Снижение уровня звуковой мощности обусловлено тем, что отверстия меньшего диаметра смещают частотный спектр шума в область высоких частот [7–8]. Более высокие частоты ослабляются стенками трубы больше, чем низкие.

Суммарную звуковую мощность струи при введении СЭ в проточную часть можно определить как [4]:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (2)$$

где W_1 - звуковая мощность участка струи от среза сопла до экрана; W_2 - звуковая мощность участка струи, образующегося за экраном; W_3 - обтекание остова экрана турбулентным потоком.

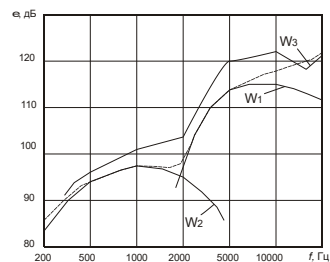


Рисунок 2. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по определению звуковой мощности при использовании сетчатых экранов [4]

Отметим, что влияние взаимного расположения струй друг относительно друга на общий уровень гидродинамического шума может быть значительным [9] (рис. 3).

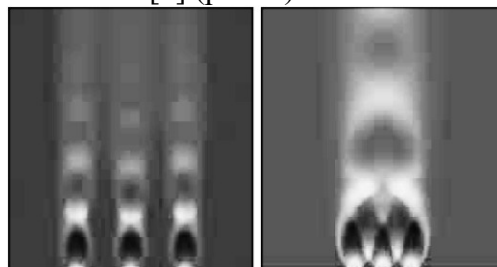


Рисунок 3. Влияние взаимного расположения струй [9]

Поэтому при проектировании необходимо учитывать такой параметр как распределение площади дросселирования по эффективной поверхности затвора. В случае клапанов с затворами клеточного типа целесообразно распределять площадь в виде цилиндрических отверстий, так как в этом случае мы получаем управляемый спектр в силу хорошей изученности турбулентных струй, являющихся широкополосным источником шума.

Существуют и другие воздействия на турбулентные струи, например акустическое [10-11]. В силу трудной реализуемости на данный момент в рассматриваемых нами проточных частях другие воздействия не применялись.

Целесообразно при проектировании использовать методы вычислительной гидродинамики [12-15], которые позволят получать более полную картину распределения параметров физических полей потока в регулирующем органе.

Математическое моделирование целесообразно осуществлять в полноразмерной постановке задачи, что позволит учесть все факторы определяющие акустическое совершенство регулирующего органа.

Применение СЭ на входе первой ступени является постепенной подготовкой потока перед входом на участок дросселирования и, как будет показано ниже, улучшает показатели ГДШ. Отметим, что в большинстве работ рассматривается применение СЭ на выходе из участка дросселирования [16-19].

3 Описание конструкции

Для выполнения макета нами был выбран вариант схема которого показана на рис. 4, (а), который имеет две ступени дросселирования и СЭ на первой ступени. 3D- модель показана рис. 4, (б).

Варианты сборок проточных частей показаны на рис. 5 –9.

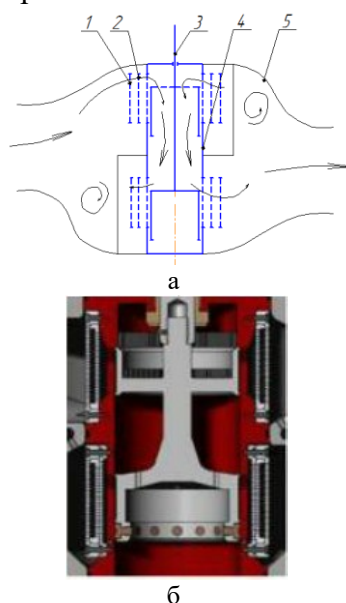


Рисунок 4. Двухступенчатая проточная часть
а – схема, б - 3D-модель

1 – внешний СЭ; 2 – внутренний СЭ; 3 – поршень;
4 – гильза; 5 - корпус

На рис. 5 показана гильза клапана с проточной частью без СЭ. Клапан имеет две ступени дросселирования.

Первая ступень при входе в гильзу на верху, вторая на выходе (изнутри) вниз.

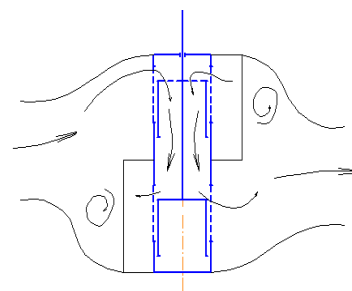


Рисунок 5. Двухступенчатая гильза без сетчатых экранов

На рис. 6 показана та же самая проточная часть, но на второй ступени установлен внутренний сетчатый экран – первый при выходе потока из второй ступени в гильзе.

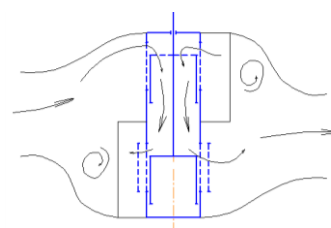


Рисунок 6. Двухступенчатая гильза с внутренним СЭ

На рис. 7, (а) показана двухступенчатая проточная часть с внешними СЭ на первой ступени.

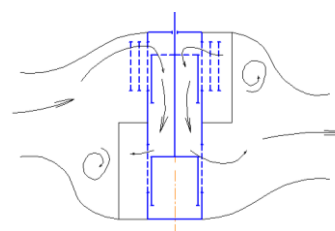


Рисунок 7. Двухступенчатая гильза с внешними СЭ

На рис. 8, (а) показана одноступенчатая конструкция.

На рис. 8, (б) показаны макеты двухступенчатой и одноступенчатой проточных частей с полным комплектом сетчатых экранов: на верхней и нижней ступенях дросселирования. В проточной части с одной ступенью также как и с двумя происходило варьирование СЭ на второй ступени дросселирования.

Визуально по рис. 8, (б) можно определить отличия двух гильз клапанов одно- и двухступенчатой проточных частей. Как будет показано далее, необходимо совместить лучшие характеристики конструкции этих конструктивов в дальнейших разработках.

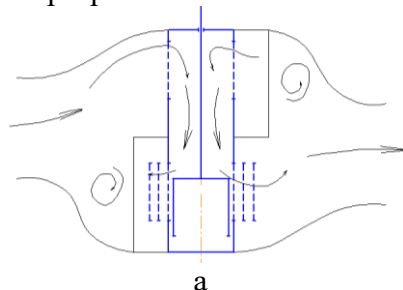


Рисунок 8. Проточные части
а – схема одноступенчатой проточной части; б – макеты проточных частей двухступенчатого (слева) и одноступенчатого (справа) приборов

Основные отличия двух проточных частей:

- одноступенчатый дроссель имеет больший размер, что обеспечивает меньшие скорости течения;

- СЭ в одноступенчатой конструкции и входная часть в гильзе имеют большее количество сверлений, чем в двухступенчатой, что способствует уменьшению срабатываемого перепада за счет более эффективного использования имеющейся площади. Также, благодаря этому, скорости потока снижаются, что положительно образом отражается на ГДШ;

- проточная часть двухступенчатого дросселя, за счет нескольких ступеней, обеспечивает срабатывание меньших перепадов на первой и второй ступенях, что снижает вероятность возникновения кавитации. При этом общая звуковая

мощность, излучаемая на каждой ступени, должна быть меньше и отличаться по спектру от той же мощности при дросселировании на одной ступени;

- конструкция штока одноступенчатой проточной части не участвует в генерации шума в проточной части.

Конструкция штока двухступенчатого дросселя при движении потока с первой на вторую ступень разбивает поток на несколько частей, что является положительным моментом.

Проводились испытания двухступенчатой проточной части с СЭ на основе резины с различной степенью перфорации, а также без нее.

СЭ в сборе с перфорированной резиной показана на рис. 9. Перфорированная резина в СЭ устанавливается напротив выхода из зоны с максимальными требованиями по ГДШ. Предполагалось, что отверстия в резине будут гасить струю и выполнять роль резонатора, а также рассеивать акустическую мощность выходящего потока.



Рисунок 9. СЭ в сборе с перфорированной резиной

Набор изготовленной для испытаний перфорированной резины показан на рисунке 10. Материал перфорированной резины: пластина 1-250×250×5-1136 ОСТ В38.0525.

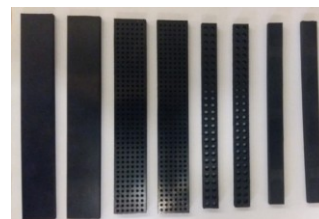


Рисунок 10. Набор перфорированной резины

Перфорированная резина в СЭ устанавливается напротив выхода из зоны с наибольшей интенсивностью потока. Предполагалось, что отверстия в резине будут гасить струю и выполнять роль звукопоглотителя, а также рассеивать акустическую мощность выходящего потока.

4 Условия проведения испытаний

Двухступенчатая и одноступенчатая конструкции испытывались на стенде с различными вариантами СЭ. В сборке не использовались ГГШ.

Целью данного цикла испытаний было определение возможности получения характеристик ГДШ, соответствующих современным требованиям, без использования ГГШ за счет подбора количества и расположения СЭ в проточной части, а также выбора их параметров.

Макеты поочередно монтировались на гидравлическом стенде и проверялись по методикам МКШС-81 и МКГШО-96К с помощью оборудования компании ООО «Электронные технологии и метрологические системы» (Zetlab). Подробное описание оборудования, точности измерений и методик [20, 21] приводится на сайте компании Zetlab.

Основной объем испытаний составили исследования двухступенчатой конструкции.

При испытаниях макетов уровень расхода и давления не превышал $Q = 25 \text{ м}^3/\text{ч}$ и

$$p = 0,2 - 0,7 \text{ МПа соответственно.}$$

5 Результаты испытаний

На рис. 11 приводится диаграмма сравнения характеристик ГДШ различных вариантов сборки проточных частей. Обозначение на рисунках 11 и 12 двухступенчатого и одноступенчатого клапана ДС и ОС соответственно.

Из рисунка видно, что лучшие показатели ГДШ при установке двух СЭ в одно- и двухступенчатой гильзах. Из анализа рис. 11 следует, что сборка с одной ступенью с

двумя СЭ удовлетворяет требованиям по ГДШ до частоты 1250 Гц на выходе и до частоты 630 Гц на входе в прибор. Сборка двухступенчатой проточной части с СЭ удовлетворяет требованиям только с частоты 2500 Гц на выходе и с 4000 Гц на входе. На спектрограммах видно, что наличие внутреннего СЭ в двухступенчатой проточной части даже несколько ухудшает ГДШ.

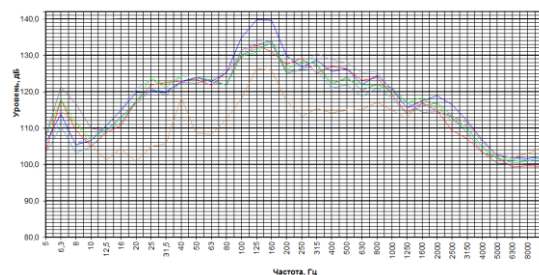


Рисунок 11. Характеристика двухступенчатого и одноступенчатого приборов DN 100 без ГГШ с СЭ

- ДС, 1 СЭ на первой ступени, 2 СЭ на второй
- ДС, 2 СЭ на первой ступени, 2 СЭ на второй
- ДС, без СЭ на первой ступени и на второй
- ДС, без СЭ на первой ступени и 1 СЭ на второй
- ДС, без СЭ на первой ступени и 2 СЭ на второй
- ДС, 2 СЭ на первой ступени и без СЭ на второй
- ОС, 2 СЭ

На рисунке 12 приведены наиболее соответствующие современным и перспективным требованиям ГДШ характеристики различных вариантов проточных частей на выходе.

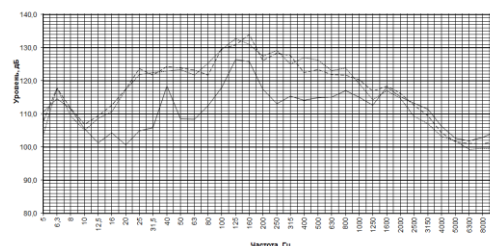


Рисунок 12. Сравнение сборок с варьированием сетчатых экранов

- ДС, на первой ступени 1 СЭ и 2 СЭ на второй
- ДС, на первой ступени 2 СЭ и 2 СЭ на второй
- ОС, 2 СЭ

Как для сборки с одной ступенью, так и двумя, уровень ГДШ на входе выше, чем на выходе, т. е. имеет место отраженная волна,

которая для случая двухступенчатого дросселя не удовлетворяет требованиям, начиная со 100 Гц.

ГДШ высокочастотной области лучше у сборки с двумя ступенями, т. к. она имеет две ступени дросселирования и перепад на второй ступени порядка 2 кгс/см^2 .

Введение СЭ на первой ступени дросселирования двухступенчатой проточной части позволяет получать результаты удовлетворяющие требованиям ВШХ-90 по ГДШ с минимальным запасом на высоких частотах.

Повысить запас по ГДШ высоких частотах можно с помощью применения ГГШ, наибольшая эффективность которых наблюдается на высоких частотах.

Испытания показали, что применение СЭ с перфорированной резиной, имеющегося конструктива, не вносит существенных изменений в «акустический портрет» прибора, кроме того они усложняют изготовление прибора и не являются высоконадежными.

Поэтому принято решение в дальнейшем перфорированную резину в СЭ не использовать.

Результаты проведенных работ приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Результаты проведенных работ

№	Тип сборки	Наличие пиков, Гц/дБ	Макс. уровень превышения, дБ.	Преобладают НЧ, СЧ, ВЧ
1	Двухступенчатый дроссель DN 100 без СЭ	100/148	+ 18	СЧ, ВЧ
2	Двухступенчатый дроссель DN 100 с варьированием СЭ на 1 и 2 ступенях	180/ 135	+ 8	СЧ, ВЧ
		160/138	+ 12	СЧ, ВЧ
		100/138	+ 8	СЧ, ВЧ
		100/136	+8	СЧ, ВЧ
		112,5/ 132	+ 5	СЧ

		160/143	+ 15	СЧ
3	Одноступенчатый дроссель DN 100 без СЭ	125/144	+ 14	СЧ, ВЧ
4	Одноступенчатый дроссель DN 100 с варьированием СЭ на 2 ст.	125/134	+ 7	ВЧ
		-	+ 6	ВЧ
Примечание – низкие частоты (НЧ), средние частоты (СЧ), высокие частоты (ВЧ).				

6 Заключение

Полученные результаты целесообразно использовать при проектировании исполнительных механизмов систем управления и различных регулирующих устройств, поставляемых на корабли и суда, а также распространены на гидравлические системы к которым предъявляются требования по уровням ВШХ, ГДШ и компактности оборудования.

В результате проведенных работ впервые разработана многоступенчатая конструкция на большие уровни расходов и перепадов давления, а также применены элементы шумогашения на входе первой ступени дросселирования. Эффективность конструкции подтверждена приведенными результатами экспериментов.

Наличие двух ступеней дросселирования позволяет получать снижение уровня ГДШ на средних частотах без роста на высоких. Также, двухступенчатая конструкция имеет значительный запас по ГДШ на низких частотах. На высоких частотах запас по ГДШ совсем незначительный в силу специфики применения сетчатых экранов в проточной части.

Для дальнейшего улучшения характеристик ГДШ данной конструкции возможны следующие решения:

- необходимо обеспечить плавное изменение параметров среды изменив

конструкцию гильзы и произведя профилирование корпуса;

- на выходе из второй ступени в проточной части прибора установить дополнительные элементы шумогашения;

- определить наилучшие параметры сетчатых экранов и мест их установки на основе математического моделирования;

- изменить конструкцию плунжера с целью снижения вносимой составляющей в общий уровень ГДШ.

Список использованных источников

[1] Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами / Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладилин, В. И. Голованов, И. А. Сарафанов [под редакцией Войтецкого В.В.]. – СПб.: Астерион, 2008. – 316 с.

[2] Благов Э. Е. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС / Э. Е. Благов, Б. Я. Ивницкий. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 288 с.

[3] Берестовицкий Э. Г. Математическое моделирование проточных частей органов регулирования САУ ТС с целью определения конструкции оптимальной по уровню возбуждаемого гидродинамического шума / Э. Г. Берестовицкий, А. Н. Крючков, П. И. Кизилов, Н. В. Пялов // Системы управления и обработки информации: научн.-техн. сб. ОАО «Концерн «НПО «Аврора». СПб., 2015. - Вып. 30. - С. 76-81.

[4] Мунин А. Г. Звуковая мощность, создаваемая участками дозвуковой струи / А. Г. Мунин, З. Н. Науменко // Ученые записки ЦАГИ. - 1970. - № 5. - Т. 1. - С. 29 - 38.

[5] Lighthill M. J. On sound generated aerodynamically: I. General theory / M. J. Lighthill // Proceedings of the Royal Society of London. – 1952. – Vol. 211 – P. 564-587.

[6] Baumann, H.D. A method for predicting aerodynamic valve noise based on modified free jet noise theories / H. D. Baumann // ASME Paper 87 – WA/NCA-7, 28, December, 1987.

[7] Биркгоф Г. Струи, следы и каверны / Г. Биркгоф, Э. Сарантонелло. - М.: Мир., 1964. – 467 с.

[8] Гуревич М. И. Теория струй идеальной жидкости / М. И. Гуревич. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. – 713 с.

[9] Бесшумная работа. Решения Fisher для устранения шумов [Электронный ресурс]. URL: <http://www.fishvalve.nt-rt.ru> (дата обращения: 15.03.2017).

[10] Ginevsky A. S. Acoustic control of turbulent jets / A. S. Ginevsky, Y. V. Vlasov, R. K. Karavosov // Springer, 2004. - 235 p. DOI: 10.1007/978-3-540-39914-8.

[11] Jeonglae, K. (2012), “Adjoint-based control of turbulent jet noise”, Ph.D. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, U.S.

[12] Karabasov S. A. Understanding jet noise / S. A. Karabasov // Phil. Trans. R. Soc. A. – 2010. – Vol. 368. – Issue 1924. – P. 3593-3608, DOI: 10/1098/rsta.2010.0086.

[13] Afsar, M. Z. Jet noise modelling using an acoustic analogy / M. Z. Afsar, S. A. Karabasov, T. P. Hynes, A. P. Dowling, E. Blanco // West-East High Speed Flow Field Conference, Moscow, Russia, 2007.

[14] Papamoschou D. Modeling of noise reduction for turbulent jets with induced asymmetry / D. Papamoschou, S. Rostamimonjezi, // AIAA-2012-2158, 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Colorado Springs, CO, June 2012.

[15] Solomon, Brad K. Methods for identifying acoustic emission from the front face of a small piezoelectric blower, Ph.D, Brigham Young University., 2012.

[16] Wei, L. Numerical simulation of flow-induced noise in high pressure reducing valve / L. Wei, G. Zhu, J. Qian, Y. Fei, Z. Jin, // PLoS ONE. – 2015. - Vol. 10. – Issue 6 (e0129050). DOI: 10.1377/journal.pone.0129050.

[17] Jenvey P. L. Gas pressure reducing valve noise / P. L. Jenvey // Journal of Sound and Vibration. – 1975. – Vol. 41. – Issue 4. - P. 506-509.

[18] Amini A. A practical solution to the problem of noise and vibration in a pressure-reducing valve / A. Amini, I. Owen // Experimental thermal and fluid science. – 1995. - № 10. - P. 136-141.

[19] Vincent P. Noise reduction of a turbofan bleed valve / P. Vincent, T. N. Shervin, L. Feng, D. Papamoschou, // AIAA 2012-0681, 50th AIAA/CEAS Aerospace Sciences Meeting, Nashville, Tennessee, January 2012.

[20] Методика контроля гидродинамического шума судового оборудования (МКГШО-96К). ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова, – СПб. - 2005. - Вып. 42441.

[21] Методика контроля и нормирования виброшумовых характеристик судовых машин, оборудования и арматуры на заводских стендах (МКШС-81). № С-13/0807, ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова. – Л., 1985.

VARIOUS FLOW CHANNEL CONSTRUCTIVE ELEMENTS EFFECT ON VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF ELECTROHYDRAULIC CONTROL DEVICES

In this article author discuss investigation of control valve flow channel with regulating element equipped with meshed screens set on it. The issue provides engineers and scientist with the results of a series of experiments without using of flow noise muffler at the control system scheme.

The main idea is to obtain technical information on how to exclude the flow noise muffler from the control system's scheme. Such kind of knowledge is considered to be necessary for the following application in the feed water flow control systems meeting modern and next generation requirements of regulatory documents on vibration and flow noise characteristics.

It is discussed the research of the feed water control valve at the test bench mostly. There were designed a several types of scheme for flow channel construction with different meshed screens and they arrangements into it, flow restriction circuits, cartridge constructions etc. It was chosen the two-step pressure reducing scheme of flow channel after the theoretical analysis, which then was produced and fitted with meshed screens at both steps.

It is said in the article that the results of discovery bring out the useless of perforated rubber elements implementation into the flow channel construction. They do not make any effect on the acoustic field of control valve. Besides, application of elastic elements makes difficulties for the manufacturing of flow channel and considered as low reliable.

The issue provides reader with the information on flow noise level and its excess over the established level by the control valve under study. It is shown how to refine the flow channel construction with regulating element up to the modern and next generation requirements. Also, the proposal of how to exclude flow noise muffler from the schemes of control systems are listed.

Key words: *Vibration; valves; hydrodynamic noise; feed water regulators; low-noise equipment; multistage throttle; meshed screen*

**Erlen G. Berestovitskiy,
Yuri A. Gladilin,
Michael V. Solovyev**

Concern Avrora Scientific and
Production Association JSC
15, Karbysheva,
St.Petersburg, Russia Federation
196024
mail@avrorasystems.com,
http://www.avrorasystems.com

References

- [1] Berestovitskiy, E.G., Gladilin, Y.A., Golovanov, V.I. and Sarafanov I.A. (2008), *Snizhenie vibratsiy i shuma gidravlicheskih priborov sistem upravleniya tehniceskimi sredstvami* [Reduction of vibration and noise in technique control systems hydraulic devices], *Asterion, SPb, Russia*, 316 p.
- [2] Blagov, E.E. and Ivnitkiy, B.J. (1990), *Drosselno-reguliruyushaya armatura TES i AES* [Throttle and control valves fossil and nuclear power plants.], *Energoatomizdat, Moscow, Russia*, 288 p.
- [3] Berestovitskiy, E.G., Kryuchkov, A.N., Kizilov, P.I. and Pyalov, N.V. (2015), “Matematicheskoe modelirovanie protochnykh chastej organov regulirovaniya SAU TS s tsel'yu opredeleniya konstruktssii optimal'noj po urovnyu vzbuzhdaemogo gidrodinamicheskogo shuma”, *Sistemy upravleniya i obrabotki informatsii: nauchn.-tekhn. sb.* [Control and information processing systems], *AO «Kontsern «NPO «Avrora», SPb, Russia*, no. 30, pp. 76-81.
- [4] Munin, A.G. and Naumenko, Z.N. (1970), “Zvukovaya moshhnost', sozdavaemaya uchastkami dozvukovoj strui” [Sound power, created by subsonic jet areas], *Uchenye zapiski TsAGI* [TsAGI Science Journal], no. 5, vol. 1, pp. 29 - 38.
- [5] Lighthill, M.J. (1951), “On sound generated aerodynamically: I. General theory”, *Proceedings of the Royal Society of London*, vol. 211, pp. 564-587.
- [6] Baumann, H.D. (1987), “A method for predicting aerodynamic valve noise based on modified free jet noise theories”, *ASME Paper 87 – WA/NCA-7*, 28, December, 1987.
- [7] Birkgof, G. and Sarantonello, E. (1964), *Strui, sledy i kaverny* [Jets, wakes and cavities], *Mir, Moscow, Russia*, 467 p.
- [8] Gurevich, M.I. (1979), *Teoriya struj ideal'noj zhidkosti* [The theory of jets of ideal fluid], *Nauka, Gl. red. fiz.-mat. Lit., Moscow, Russia*, 713 p.

- [9] Besshumnaya rabota. Resheniya Fisher dlya ustraneniya шумов [Silent operation. The Fisher company solution for removing noise], available at: <http://www.fishvalve.nt-rt.ru> (Accessed 15 March 2017).
- [10] Ginevsky, A.S., Vlasov, Y.V. and Karavosov, R.K., *Acoustic control of turbulent jets*, Springer, 2004, 235 p. DOI: 10.1007/978-3-540-39914-8.
- [11] Jeonglae, K. (2012), Adjoint-based control of turbulent jet noise, Ph.D, Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA.
- [12] Karabasov S.A. (2010), Understanding jet noise, *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 368, issue 1924, pp. 3593-3608, DOI: 10/1098/rsta.2010.0086.
- [13] Afsar, M.Z., Karabasov, S.A., Hynes, T.P., Dowling, A.P. and Blanco, E. (2007), Jet noise modelling using an acoustic analogy, *West-East High Speed Flow Field Conference*, Moscow, Russia, 2007.
- [14] Papamoschou, D., Rostamimonjezi, S. (2012), Modeling of noise reduction for turbulent jets with induced asymmetry, *AIAA-2012-2158, 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Colorado Springs, CO, June 2012*.
- [15] Solomon, Brad K. (2012), Methods for identifying acoustic emission from the front face of a small piezoelectric blower, Ph.D, Brigham Young University, 2012.
- [16] Wei, L., Zhu, G., Qian, J., Fei, Y. and Jin, Z. (2015), Numerical simulation of flow-induced noise in high pressure reducing valve, *PLoS ONE 10(6): e0129050*. DOI: 10.1377/journal.pone.0129050.
- [17] Jenvey, P.L. (1975), "Gas pressure reducing valve noise", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 41, issue 4, pp. 506-509.
- [18] Amini, A., Owen, I. (1995), "A practical solution to the problem of noise and vibration in a pressure-reducing valve", *Experimental thermal and fluid science*, no. 10, pp. 136-141.
- [19] Vincent, P., Shervin, T. N., Feng, L. and Papamoschou, D. (2012), "Noise reduction of a turbofan bleed valve", *AIAA 2012-0681, 50th AIAA/CEAS Aerospace Sciences Meeting*, Nashville, Tennessee, January 2012.
- [20] "Metodika kontrolya gidrodinamicheskogo shuma sudovogo oborudovaniya (MKGShO-96K)" [Ship's equipment hydrodynamic noise check-out methodology], *CNII im. Akad. A.N. Krilova, St. Petersburg, Russia*, no. 42441, 2005.
- [21] "Metodika kontrolya i normirovaniya vibroshumovih characteristic sudovih mashin, oborudovaniya, I armatury na zavodscih standah (MKShS-81)" [Ship's machine, equipment and armature hydrodynamic noise and vibration characteristics check-out methodology conducted at the factory test bench], *CNII im. Akad. A.N. Krilova*, no. C-13/0807, Leningrad, Russia, 1985.