ПОДАВЛЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ

© 2013 Г. М. Макарьянц¹, А. Н. Крючков¹, Е. В. Шахматов¹, Э. Г. Берестовицкий², Ю. А. Гладилин², А. Е. Фёдоров²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) ² ОАО "Концерн "НПО "Аврора", Санкт-Петербург

Поступила в редакцию 18.06.2013

В работе рассматриваются вопросы акустической изоляции измерительного участка испытательного гидравлического стенда от гидродинамического шума, распространяющегося по рабочей жидкости. Для этой цели были разработаны специальные устройства – гасители колебаний давления. Они были расположены во входном и выходном сечении измерительного участка. В ходе проверки выяснилась их низкая эффективность. Было показано, что гаситель сам может являться источником гидродинамического шума. Определены элементы гасителя, вызывающие интенсификацию гидродинамического шума в рабочей жидкости.

Ключевые слова: гаситель колебаний давления рабочей жидкости, коэффициент собственного затухания, гидродинамический шум, пульсации давления рабочей жидкости.

Снижение шума и вибрации гидроарматуры современных и перспективных судовых систем управления является приоритетной задачей при их проектировании и доводке. Контроль виброакустических характеристик агрегатов осуществляется на специализированных стендах, имитирующих режимы работы реальных систем управления. Принципиальная схема одного из таких стендов представлена на рис. 1.

Стенд условно делиться на участок подготовки рабочей жидкости, включающий в себя насосную станцию и гидрозапорную арматуру, и измерительный участок. Напор создаётся насосной станцией, состоящей из трёх центробежных насосов. Требуемый расход обеспечивается напорным, сливным и байпасным клапанами. Измерительный участок имеет вибрационную изоляцию от участка подготовки рабочей жидкости с помощью гибкой развязки и армированных рукавов. Первоначальная конструкция стенда не предусматривала каких-либо специальных устройств по акустической изоляции измерительного участка. Это связано с тем, что фоновое значение гидродинамического шума было значительно меньше, чем существовавшие нормы. В последнее время нормы были значительно ужесточены. Поэтому потребовалось внедрение устройств по снижению гидродинамического шума, генерируемого запорной арматурой и насосной станцией стенда. Разработку таких устройств необходимо начать с анализа частотного состава подавляемых акустических колебаний.

На рис. 2 показаны типичные спектры гидродинамического шума регистрируемого на измерительном участке стенда. Шум характеризуется как широкополосные акустические колебания рабочей жидкости с малыми амплитудами, убывающими с увеличением частоты. Для подавления акустических колебаний рабочей жидкости в гидросистемах широкое применение нашли гасители колебаний [1-20]. Размещением таких устройств на входе и выходе измерительного участка стенда может решить задачу его акустической изоляции от гидродинамического шума в системе.

Широкополосный состав фонового шума означает, что гаситель должен обладать способностью к подавлению колебаний в широком диапазоне частот. Добиться решения этой задачи с помощью одного конкретного типа гасителя нельзя. Поэтому разработка структуры устройства подавления колебаний рабочей жидкости сводится к со-

Макарьянц Георгий Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: georgy.makaryants@gmail.com Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: kan@ssau.ru

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, ректор, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок. E-mail: shakhm@ssau.ru

Берестовицкий Эрлен Григорьевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник, Главный акустик, начальник лаборатории Центра разработки и испытаний электрогидравлической аппаратуры.

E-mail: berest40@mail.ru

Гладилин Юрий Алексеевич, кандидат технических наук, доцент, специалист ВШХ. E-mail: gladilin_01@mail.ru Фёдоров Андрей Евгеньевич, кандидат технических наук, директор направления научных исследований и опытноконструкторских разработок.

E-mail: andrey.fyodorov39@jndecs.ru



Рис. 1. Принципиальная схема стенда:

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



Рис. 2. Спектр гидродинамического шума на измерительном участке стенда

ставлению его из каскадов, влияющих на отдельные участки спектра гидродинамического шума [2]. Совокупность таких каскадов снизит колебания во всём требуемом частотном диапазоне.

Ввиду подобия уравнений, описывающих распространение вынужденных колебаний в трубопроводах и электрических линиях, для анализа динамических процессов в гасителях используются методы теории четырёхполюсника [2]. Из теории четырёхполюсника известен тип гасителей, принцип действия которых аналогичен принципу действия электрических фильтров нижних частот [5, 6]. Поэтому назначением каскада построенного на базе гасителя такого типа будет снижение амплитуд колебаний в высокочастотной области гидродинамического шума. В структуре этого устройства реактивные элементы содержаться как в последовательных, так и в параллельных плечах. Причём в последовательном плече гасителя должен быть элемент индуктивного сопротивления, конструктивно представляющий собой трубопровод зауженного сечения, а в параллельном плече - элемент емкостного сопротивления, реализуемый расширительной полостью. Физически работа такого гасителя объясняется тем, что на низких частотах индуктивные сопротивления малы, а емкостные велики. На высоких частотах наоборот - индуктивные сопротивления велики, а емкостные малы. Поэтому на низких частотах колебания распространяются без сопротивления через центральный канал гасителя на его выход и не проникают в ёмкость. В области высоких частот проточная часть гасителя представляет собой большое акустическое сопротивление и колебательная энергия гидродинамического шума замыкается на расширительной полости, обладающей для неё большой акустическое проводимостью.

Эффективность работы гасителя можно повысить за счёт введения в его состав элементов активного акустического сопротивления, рассеивающих энергию колебаний локализованную на его реактивных элементах [7, 8]. Работа гасителя с постоянным активным сопротивлением предполагает выполнение условия максимального поглощения энергии колебаний. Это обеспечивается при условии равенства волнового сопротивления гасителя волновому сопротивлению присоединённого трубопровода. Поскольку в большинстве случаев волновое сопротивление присоединённого трубопровода активное и не зависящее от частоты, то диссипативный элемент гасителя должен обеспечивать схожий характер волновых сопротивлений в граничных сечениях гасителя. Активные волновые сопротивления, реализуемые в виде дросселирующих элементов, включены в состав ветвей четырёхполюсника такого гасителя. Условия активности и постоянства волновых сопротивлений четырёхполюсника имеют вид

$$r = \rho \cdot a_{\sqrt{\frac{l}{S \cdot V_{np}}}},$$

где r – сопротивление дросселирующих элементов гасителя; l, S - длина и площадь поперечного сечения соединительного канала; V_{np} – приведенный объём расширительной полости, a – скорость звука в рабочей жидкости. Условие согласования волновых сопротивлений гасителя и присоединённых трубопроводов, обеспечивающее наиболее эффективную работу гасителя, записывается в виде

$$r = \frac{\rho \cdot a}{S_m},$$

где S_m – площадь поперечного сечения подводящего трубопровода.

Для снижения габаритов и гидравлического сопротивления гасителя второй каскад располагается параллельно первому. Основным его назначением является снижение гидродинамического, шума на низких частотах. Традиционно для решения этой задачи используется резонансный контур, горло которого шунтировано активным сопротивлением [9, 10, 11]. Настройка резонансного контура \mathcal{O}_p осуществляется на середину нижнего диапазона частот:

$$\omega_p = a \cdot \sqrt{\frac{S_2}{V_{np\,p} \cdot l_2}},$$

где S_2 и l_2 – соответственно площадь поперечного сечения и длина горла резонатора, V_{npp} – приведенный объём полости резонатора. Введение в резонатор активного сопротивления, шунтирующего горло, приводит к более медленному нарастанию модуля импеданса резонансного контура в зарезонансной области частот:

$$\bar{Z}_p = \frac{\bar{\omega}^2 \cdot \rho_p}{1 + \bar{\omega}^2 \cdot \rho_p^2} + j \bar{\omega} \cdot \left(\frac{1}{1 + \bar{\omega}^2 \cdot \rho_p^2} - \frac{1}{\bar{\omega}^2}\right),$$

где $\overline{Z}_p = \frac{Z_p}{r}$ – безразмерный импеданс резона-

торного контура,
$$r = \rho \cdot a \cdot \sqrt{\frac{l_2}{S_2 \cdot V_{npp}}}$$
, $\overline{\omega} = \omega / \omega_p$,

 $\rho_p = r/R_{ul}$, R_{ul} – гидравлическое сопротивление шунта. Это позволяет расширить полосу эффективного гашения колебаний относительно резонансной частоты контура.

Таким образом, первый контур отвечает за расширение частотного диапазона эффективной работы гасителя, а второй контур обеспечивает увеличение затухания на низких частотах колебаний.

Эффективность гасителя в конкретной гидравлической системе оценивается при помощи коэффициента вносимого затухания $K_{_{e\!H}}$ [2]. Под коэффициентом вносимого затухания понимается отношение амплитуды пульсаций давления рабочей жидкости в сечении трубопроводной системы на выходе гасителя до и после его установки. Однако ввиду отсутствия информации об импедансах присоединённых гидравлических цепей способность гасителя к снижению акустических колебаний оценивалась по собственным характеристикам: коэффициенту собственного затухания K_s и волновым сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} . Коэффициент собственного затухания представляет собой отношение амплитуды пульсаций давления на входе гасителя к амплитуде пульсаций на выходе при его нагрузке на волновые сопротивления, т.е. когда $\mathbf{Z}_{\rm ex}=\mathbf{Z}_{c1}$, $\mathbf{Z}_{\rm eblx}=\mathbf{Z}_{c2}$. Поэтому определение основных геометрических характеристик гасителя проводилось исходя из требуемого значения коэффициента собственного затухания.

Для контура с постоянным активным сопротивлением расчёт коэффициента собственного затухания, исходя из условий распределённости параметров, осуществляется с помощью выражения:

$$K_{s\,\Pi AC} = \sqrt{1 + (m^2 - 1) \cdot \sin^2 \frac{\omega \cdot l}{a}},$$

где $m = S_m/S$ – коэффициент пережатия. Анализ выражения показывает, что максимальное значение коэффициента собственного затухания равно коэффициенту пережатия. Отсюда по известному диаметру подводящего трубопровода вычисляется диаметр центрального канала гасителя. Длина определяется допустимыми габаритами, а объём расширительной полости находит-

ся исходя из условия согласованности волновых сопротивлений гасителя и подводящего трубо-провода:

$$V_{np} = l \cdot S \cdot \left(m^2 - 1\right).$$

Коэффициент собственного затухания резонансного контура определяется следующим образом:

$$K_{s pes} = \left| 1 + \frac{1}{Z_p \cdot \left(\frac{S_{mex}}{\rho \cdot a} + \frac{S_{mebax}}{\rho \cdot a} \right)} \right|,$$

где S_{mex} и S_{mebx} – площади трубопроводов со стороны входа и выхода соответственно. Импеданс резонансного контура Z_p , определяется с помощью выражения:

$$Z_{p} = K_{n} + K_{n} \cdot \Psi + j \cdot \left(\frac{\rho \cdot l_{e} \cdot \omega}{S_{e}} - \frac{\rho \cdot a^{2}}{\omega \cdot V_{npp}}\right),$$

часть активного сопротивления горла резонатора, обусловленная квадратичной составляющей потерь, подсчитанная по амплитуде колебаний источника, β_1 и β_2 – коэффициенты линейной и квадратичной составляющих гидравлических потерь в горле резонатора, $\Psi = |A_g|/|g_1|$ - отно-

шение амплитуды объёмного расхода в горле резонатора к амплитуде объёмного расхода источника колебаний. Определение акустической ёмкости полости резонатора $C = V_{npp} / (\rho \cdot a^2)$ и индуктивности его горла $L = l_z \cdot \rho / S_z$ выполняется исходя из двух условий. Во-первых, из обеспечения требуемого значения коэффициента собственного затухания K_s или импеданса резонатора Z_p в определённом диапазоне частот. Во-вторых, из условия настройки на определённую резонансную частоту.

Коэффициент собственного затухания гасителя, состоящего из двух каскадов, имеет следующий вид:

$$K_s = K_{s pes} \cdot K_{s \Pi AC}.$$

После расчёта основных геометрических характеристик гасителя колебаний разрабатывается его конструкция. На рис. 3 представлен эскиз конструктивного исполнения гасителя гидродинамического шума.

В силу того, что измерительный участок имеет проходное сечение 150 мм, а присоединительные трубопроводы гидролинии – 200 мм, входной и выходной диаметры центрального канала гасителя также различны. С учётом переменного диаметра конфузора и диффузора центрального канала, переменного диаметра расширительной ёмкости контура с постоянным активным сопротивлением и полости резонатора коэффициент собственного затухания имеет расчётную частотную зависимость, представленную на рис. 4.



Рис. 3. Конструкция гасителя гидродинамического шума:

1 – ёмкость резонансного контура, 2 – центральный канал, 3 – ёмкость контура постоянного активного сопротивления, 4, 5 – присоединительные фланцы, 6 – индуктивность резонансного контура, 7 – жиклёры, 8, 9 – соединительная полость



Рис. 4. Коэффициент собственного затухания гасителя гидродинамического шума

Экспериментальная оценка эффективности акустической изоляции измерительного участка испытательного стенда определялась путём сравнения фонового значения уровня акустического шума $L_{\phi o \mu}$ и уровня шума на измерительном участке L_{zac} после установки гасителей:

$$\Delta L = L_{\phi o \mu} - L_{rac}$$

Наблюдается снижение эффективности работы гасителей при увеличении расхода и снижении напора в магистрали стенда (рис. 5). Причём с ростом расхода эффективность гасителей падает, вплоть до отрицательных значений. Другими словами гасители начинают сами генерировать гидродинамический шум.

Для определения свойств самих гасителей их поочерёдно устанавливали на измерительный участок (рис. 6).

Контролировался уровень акустического шума на входе и выходе из участка до и после установки гасителя. Эффективность оценивалась с помощью коэффициента вносимого затухания. Экспериментальное его значение определялось по формуле:

$$K_{_{6H} \rightarrow \kappa cn} = \frac{A_{p \, 6 \rightarrow x \, \phi o +}}{A_{p \, 6 \rightarrow x \, rac}},$$

где $A_{p\,6bix\,\phi on}$ и $A_{p\,6bix\,2ac}$ – соответственно фоновое значение амплитуды акустического шума на выходе измерительного участка и значение после установки гасителя, полученные в результате непосредственного измерения. Определённый интерес представляет сравнение этой характеристики с расчётной:

$$K_{_{BH pacy}} = \frac{A_{p \,_{Bbx} \phi_{OH}}}{A_{p \,_{Bbx} \,_{rac} \,_{pacy}}}$$



Рис. 5 а. Эффективность гасителя гидродинамического шума. Напор 10 кг/см²



Рис. 5 б. Эффективность гасителя гидродинамического шума. Напор 20 кг/см²



Рис. 6. Установка гасителя для определения его собственных характеристик

где $A_{p\, 6 b i x\, 2 a c\, p a c v} = A_{p\, 6 x\, \phi o n} \cdot K_{s\, p a c v}$, $A_{p\, 6 x\, \phi o n}$ – фоновое значение шума на входе в измерительный участок, $K_{s\, p a c v}$ – расчётное значение коэффициента собственного затухания гасителя. На рис. 7 показано сравнение расчётной и экспериментальной частотной зависимости коэффициента вносимого затухания. Анализ приведённых характеристик

позволил получить следующие закономерности изменения эффективности гасителей колебаний.

Провал по коэффициенту вносимого затухания входного гасителя наблюдается в трёх частотных диапазонах. Первый с пиком на среднегеометрической частоте 16 Гц, второй 200 Гц. Третий провал наблюдается на высоких частотах – свыше



Рис. 7 а. Коэффициент вносимого затухания. Расход 25 м³/ч. Напор 20 кг/см²



Рис. 7 б. Коэффициент вносимого затухания. Расход 40 м³/ч. Напор 20 кг/см²



Рис. 7 в. Коэффициент вносимого затухания. Расход 60 м $^3/ч.$ Напор 20 кг/см 2



Рис. 7 г. Коэффициент вносимого затухания. Расход 100 м $^3/$ ч. Напор 20 кг/см 2

1 600 Гц и не имеет ярко выраженного минимума. Частотная характеристика коэффициента вносимого затухания выходного гасителя имеет схожий характер. Также имеется три зоны отрицательной эффективности. Однако первая и вторая несколько смещены в низкочастотную область. Первый пик на среднегеометрической частоте 12,5 Гц, второй 100 Гц. Трети провал также отмечен на частотах свыше 1600 Гц. С увеличением расхода наблюдается расширение первой и второй области отрицательной работы обоих гасителей и увеличение интенсивности собственного шумообразования. На расходе 100 м³/ч зафиксировано усиление колебаний во всём частотном диапазоне. Сравнение расчётных и экспериментальных зависимостей показало удовлетворительную сходимость на малых расходах (до 40 м³/ч) и полное её отсутствие на больших (свыше 40 м³/ч).

Полученные закономерности позволили сделать заключение о том, что в гасителе присутствуют конструктивные элементы вызывающие гидродинамический шум. Это объясняет снижение эффективности подавления колебаний рабочей жидкости при повышении расхода. Анализ конструктивной схемы гасителя позволил выделить два таких элемента: зауженный центральный канал и его диффузор.

Коэффициент пережатия, равный отношению площадей поперечного сечения подводящего трубопровода и центрального канала, в силу закона сохранения массы, показывает степень повышения скорости в центральном канале. В исследуемом гасителе $m \approx 10$, поэтому стационарная составляющая скорости потока в центральном канале увеличится приблизительно в 10 раз. Повышение скорости приводит к увеличению её градиента в пограничном слое и как следствие вызывает повышение гидродинамического шума [21]. В первом приближении его можно рассчитывать по тем же соотношениям, что и шум турбулентного пограничного слоя на бесконечной жёсткой пластине. Этот шум обусловлен гидродинамической неустойчивостью высокоскоростного потока вблизи стенки центрального канала, что вызывает зарождение и деление вихревых структур [22]. Отличительной особенностью спектра шума пограничного слоя является ещё и то, что при переходе от низких частот к средним он имеет максимум [23]. Этим объясняется провал коэффициента вносимого затухания гасителя на частотах в районе 100-200 Гц.

Движение жидкости в диффузоре центрального канала сопровождается отрывом потока от его стенки. Это связано с неправильной профилировкой диффузора и многорежимным характером работы стенда. Давление в магистрали нагнетания изменяется в пределах до 40 кг/см², расход до 200 м³/ч. Ввиду сильной турбулентности течения в диффузоре отрыв потока генерирует вихревые структуры, снос которых в сливную магистраль происходит периодически. Этим объясняется низкочастотный провал коэффициента вносимого

затухания гасителя в районе 12,5-16 Гц.

В результате проведённой работы по акустической изоляции измерительного участка испытательного гидравлического стенда от гидродинамического шума насосной станции и арматуры были разработаны специальные устройства – гасители колебаний давления. Они были расположены во входном и выходном сечении измерительного участка. В ходе проверки выяснилась их низкая эффективность. К тому же с увеличением расхода рабочей жидкости шум в измерительном участке начинал превышать фоновое значение. Было показано, что гаситель сам может являться источником гидродинамического шума. Определены элементы гасителя, приводящие к интенсивному вихреобразованию в рабочей жидкости. Экспериментально был определён характер генерируемого ими шума. В дальнейшем разработку таких устройств необходимо сопровождать внедрением мероприятий по предотвращению и снижению собственного шума гасителя. Вопросы математического моделирования и физического описания процессов шумообразования в элементах гасителя требуют отдельного рассмотрения.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программ "Формирование государственных заданий высшим учебным заведениям на 2013 год и на плановый период 2014 и 2015 годов в части проведения научно-исследовательских работ", регистрационный номер 7,3206.2011 и "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2013 годы", тема: 2011-1.9-519-003-091.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Иголкин А.А., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. 314 с.
- Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 С.
- 3. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для гидравличских цепей систем управления // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 4. С. 127-133.
- Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для демпфирования пульсаций давления в системах управления ГТД // Изв. вузов. Машиностроение. 1982. № 7. С. 65-68.
- Шорин В.П. Проектирование гасителя колебаний типа акустического фильтра низких частот // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. 1972. № 51. С. 161-169.
 Головин А.Н., Брудков Л.И., Шорин В.П. К расчёту
- Головин А.Н., Брудков Л.И., Шорин В.П. К расчёту собственных характеристик гасителей колебаний рабочей жидкости типа акустического фильтра низких частот // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. 1980. № 7. С. 36-43.
- Шорин В.П. Гасители колебаний давления с активным волновым сопротивлением // РТМ 1672-82. М.: НИИСУ. 1982. 21 С.
- 8. Головин А.Н. Трансформатор активных волновых со-

противлений // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). Спец. вып. 2003. Ч. 2. С. 336-342.

- университета). Спец. вып. 2003. Ч. 2. С. 336-342. 9. Шорин В.П., Санчугов В.И. Расчёт и проектирование ответвлённого резонатора как гасителя колебаний рабочей среды в трубопроводных системах // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. 1975. № 2.
- Шорин В.П., Санчугов В.И. Об оценке эффективности действия гасителей пульсаций жидкости, содержащие в своей структуре резонансные контуры // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1978. № 2. С. 132-139.
- Берестовицкий Э.Г., Брайнин Б.П., Франтов А.А. Методика оценки эффективности глушителя гидродинамического шума на основе резонатора Гельмгольца. // Системы управления и обработки информации: науч.-техн. сб. 2011. Вып. 22. СПб: ОАО "Концерн "НПО "Аврора". С. 160-165.
- церн "НПО "Аврора". С. 160-165.
 12. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Использование численного моделирования для расчета собственных характеристик гасителей колебаний давления в распределенных параметрах // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2007. № 1. С. 148-155.
 13. Белов Г.О., Головин А.Н., Крючков А.Н., Родионов Л.В.,
- Белов Г.О., Головин А.Н., Крючков А.Н., Родионов Л.В., Шахматов Е.В. Исследование процессов возбуждения и подавления пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в трубопроводных системах // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. Т. 13. № 4. С. 178-184.
 Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Крючков А.Н., Фё-
- 14. Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Крючков А.Н., Фёдоров А.Е., Франтов А.А., Шахматов Е.В. Гасители пульсации давления как средство улучшения собственных виброакустических характеристик испытательных гидравлических стендов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследова-

тельского университета). 2012. № 2. С. 149-154.

- Igolkin, A.A., Kruchkov, A.N., Koh, A.I., Safin, A.I., Shakhmatov, E.V. Pressure reducing valve noise reduction, Proceedings of the Nineteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19), Vilnius, Lithuania, July 08-12, (2012)
 Prokofiev, A., Makariyants, G., Shakhmatov, E. Modeling
- Prokofiev, A., Makariyants, G., Shakhmatov, E. Modeling of pipeline vibration under the pressure ripples in the working fluid, Proceedings of the 17th International Congress on Sound and Vibration (ICSV17), Cairo, Egypt, 18-22 July, (2010)
- Georgy M. Makaryants, Evgeniy V. Shakhmatov, Andrey B. Prokofiev, Alexander N. Kruchkov The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples, Proceedings of the 28th International Congress of the Aeronautical Sciences (ICAS2012), Brisbane, Australia, 23-28 September, (2012)
- 18. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Влияние динамических характеристик присоединенных гидравлических цепей на вибрационные характеристики трубопроводов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2004. № 1. С. 96-101.
- ского университета). 2004. № 1. С. 96-101. 19. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов // Известия Самарского научного центра РАН. 2002. Т. 4. № 2. С. 327-333.
- Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б. Использование гасителей колебаний давления для снижения виброакустической нагруженности гидромеханических систем // Судостроение. 2011. № 3. С.45-48.
- Смольяков А.В. Шум турбулентных потоков. СПб.: Изд-во ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2005. 312 С.
- 22. Смольяков А.В. Интенсивность акустического излучения турбулентного пограничного слоя на пластине // Акустический журнал. 1973 Т. 19. № 2. С. 251-256.
- 23. Смольяков А.В. Спектр квадрупольного излучения плоского турбулентного пограничного слоя // Акустический журнал. 1973 Т. 19. № 3. С. 251-256.

FLUID BORN NOISE SUPPRESSION IN TESTING SET-UP

© 2013 G. M. Makaryants¹, A. N. Kryuchkov¹, E. V. Shakhmatov¹, E. G. Berestovitsky², Y. A. Gladilin², A. E. Fedorov²

¹Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University)

²Concern AVRORA Scientific and Production Association Join Stock Company, St-Petersburg

This article deals with the problem of acoustic isolation of measuring section in hydraulic testing set-up against fluid-born noise in propagating in the working fluid. For this purpose special noise silencers were developed. They were located at the inlet and outlet of the measuring section. It was shown that the silencer itself can be a source of hydrodynamic noise. Elements of the silencer that causes the noise intensification in the working fluid are identified.

Key words: pressure ripples silencer, attenuation coefficient, fluid born noise, working fluid pressure pulsations.

Automatic Systems of Power Plants Department.

E-mail: kan@ssau.ru

Erlen Berestovitsky, Doctor of Technics, Senior Research Fellow, Chief Expert in Acoustics, Head of Laboratory, Centre of Design

Yuriy Gladilin, Candidate of Technics, Specialist in Noise and Vibration Feature, Centre of Design and Testing of Electrohydraulic Equipment. E-mail:gladilin_01@mail.ru Andrey Fyodorov, Candidate of Technics, R&D Director. E-mail: andrey.fyodorov39@jndecs.ru

Georgy Makaryants, Candidate of Technics, Associate Professor

of Automatic Systems of Power Plants Department.

É-mail: georgy.makaryants@gmail.ru

Alexander Kryuchkov, Doctor of Technics, Full Professor at the

Yevgeniy Shakhmatov, Doctor of Technics, Full Professor, Rector, Head at the Automatic Systems of Power Plants

Department. E-mail: shakhm@ssau.ru

and Testing of Electrohydraulic Equipment.

E-mail: berest40@mail.ru