

УДК 62-752.2

**РАСЧЁТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ДИФФУЗОРА  
ПРОТОЧНОГО КАНАЛА ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ**© 2014 Г. М. Макарьянц<sup>1</sup>, С. А. Гафуров<sup>1</sup>, И. А. Зубрилин<sup>1</sup>, А. Н. Крючков<sup>1</sup>,  
Е. В. Шахматов<sup>1</sup>, Э. Г. Берестовицкий<sup>2</sup>, Ю. А. Гладилин<sup>2</sup><sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика  
С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)  
<sup>2</sup>ОАО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург

В статье рассматриваются вопросы расчёта гидродинамического шума (ГДШ), возникающего в гасителе колебаний давления рабочей жидкости. Расчёт ГДШ основан на результатах численного моделирования течения жидкости в центральном канале гасителя. Выполняется решение полной системы уравнений гидродинамики с помощью крупновихревой модели турбулентности (LES).

*Гаситель колебаний давления рабочей жидкости, гидродинамический шум, пульсации давления рабочей жидкости, модель турбулентности.*

Среди проблем функционирования современных технических систем всё большую актуальность приобретают вопросы, связанные с совершенствованием их акустических характеристик. Ограничение уровня шума связано с санитарными нормами, вопросами прочности (акустическая усталость), высокими потребительскими характеристиками (акустическая скрытность) и другими факторами. В большинстве случаев вопрос внешнего шума транспортного средства или энергетической установки зависит от гидродинамического шума (ГДШ), формирующегося в агрегатах и трубопроводных магистралях гидро- и пневмосистем. В трудах Попкова В.И., Кима Я.А., Будрина С.В., Селезского А.И., Рылеевой Т.В., Никифорова А.С., Безъязычного В.В., Попкова С.В. и других [1-4] показано, что колебательная энергия от источников (насосов, клапанов и другой арматуры) распространяется по жидкостному тракту трубопроводов в виде пульсаций давления рабочей жидкости.

Одним из эффективных способов борьбы с пульсациями давления в трубопроводах является применение специальных устройств коррекции динамических характеристик потока – гасителей колебаний. Вопросы проектирования таких

устройств рассматривались в работах Шорина В.П., Гимадиева А.Г., Головина А.Н., Брудкова Л.И., Санчугова В.И., Шахматова Е.В., Шестакова Г.В., Крючкова А.Н. [5-17]. Были созданы основы методологии разработки гасителей, результаты использования которой нашли широкое применение в области авиа- и ракетостроения, корабельной технике, станкостроении и сельском хозяйстве. Однако ужесточение норм на ГДШ в трубопроводных магистралях потребовало создания гасителей колебаний, снижающих пульсации давления на 30-40 дБ. Выполнение этих требований на базе существующих методик расчёта оказалось затруднительным.

Традиционные способы повышения эффективности работы гасителей при достижении некоторого предельного значения коэффициента вносимого затухания стали приводить к усилению пульсаций давления в изолируемом от шума участке трубопроводной системы. На рис. 1 представлены результаты испытаний расходного гасителя колебаний. Видно, что с увеличением расхода при неизменном режиме работы насосной станции коэффициент вносимого затухания гасителя начинает интенсивно снижаться. На максимальном расходе его значение практи-

чески во всём диапазоне частот становится меньше единицы. Объяснение этого явления заключается в том, что гаситель уменьшил колебания давления, поступа-

ющие на него из входной магистрали до величины ГДШ, генерируемого его собственными элементами.

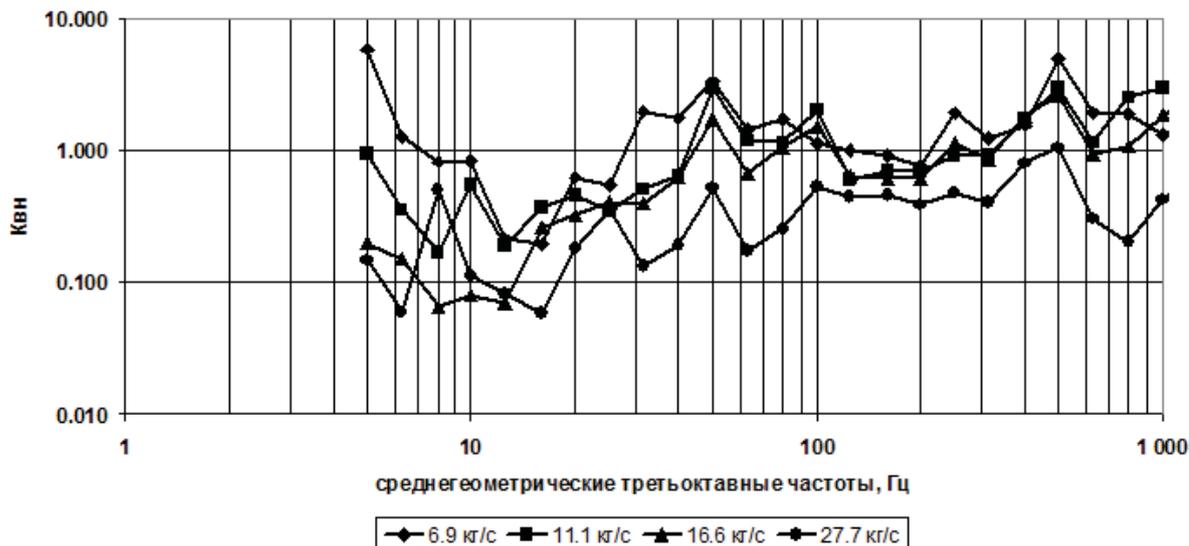


Рис. 1. Коэффициент вносимого затухания проточного гасителя колебаний

Поэтому можно констатировать, что на сегодня исчерпан ресурс совершенствования гасителя как средства пропуска или рассеивания колебательной энергии, приходящей к нему по жидкостному тракту. Необходимо пересмотреть задачу проектирования таких устройств. Если раньше требовалось не пропустить пульсации дальше по потоку, то сейчас добавляется второе требование – не создавать шум самим устройством коррекции.

Поэтому исследование источников собственного, гидродинамического шума гасителя является актуальной задачей. Для её решения предлагается составить математическую модель процессов формирования ГДШ элементами гасителя пульсаций и отработать алгоритмы её использования.

Как известно [18-21], шум гидродинамического происхождения обусловлен формированием в жидкости вихревых структур и их дальнейшим распадом. Условия появления такого вида течения в гасителе пульсаций определяется формой его проточных каналов. Как правило, рас-

ходный гаситель имеет обладающий индуктивными свойствами зауженный проточный центральный канал (рис. 2), выступающий в роли реактивного сопротивления, не пропускающего высокочастотные составляющие пульсаций в выходной тракт.

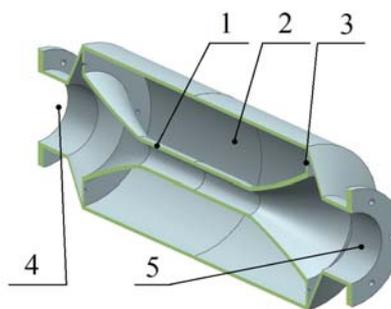


Рис. 2. Схема проточного гасителя колебаний: 1 - проточный центральный канал; 2 - расширительная ёмкость; 3 - акустическое сопротивление; 4, 5 - подводящие и отводящие патрубки

Зауженность такого канала подразумевает его плавное сопряжение с помощью конфузора и диффузора соответственно со входным и выходным патрубком присоединённых трубопроводов. Как

показывает анализ работ, посвящённых исследованию турбулентного течения в каналах [22-29], в расширительной части трубопровода формируются вихревые структуры, являющиеся возможной причиной внутреннего шума. Существуют лишь приближённые полуэмпирические модели гидродинамики такого течения. В то же время расчёт гидроакустических процессов требует наиболее полной информации о средней и колебательной составляющих давления и скорости потока. Поэтому для расчёта турбулентного течения в диффузоре проточного канала предлагается использовать численные методы моделирования гидродинамических процессов.

Прогноз шума диффузора центрального канала подразумевает вычисление зависимости колебаний гидродинамических параметров на его выходе от времени. Для этого необходимо решить полную систему уравнений гидродинамики в области канала и присоединённых патрубков в трёхмерной постановке. В состав этой системы входят уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

и уравнение движения

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i}, \quad (2)$$

где  $\rho$  - плотность среды;  $u_j$  и  $x_j$  ( $j=1,2,3$ ) - соответственно проекции вектора скорости и перемещения на декартовы оси;  $p$  - давление;  $\tau_{ij}$  - компоненты тензора сдвиговых напряжений;  $t$  - время. В записи приведённых уравнений используется правило суммирования по всем допустимым значениям повторяющегося индекса.

Уравнения Навье-Стокса содержат пять неизвестных переменных: плотность, давление и три проекции вектора скоро-

сти. Для их определения используются три уравнения движения в проекции на три оси, уравнение неразрывности и уравнение состояния. Однако поскольку в уравнении состояния появляется новая переменная - температура, то при допущении адиабатичности рассматриваемых гидродинамических процессов его можно представить в форме уравнения Тейта, связывающего плотность и давление следующим образом:

$$\rho = \rho_0^n \sqrt[n]{\frac{K_0 + n\Delta p}{K_0}}, \quad (3)$$

где  $\rho_0$  - плотность невозмущённого потока;  $K_0$  - объёмный модуль упругости рабочей жидкости;  $n$  - показатель политропы рабочей жидкости.

Частотный диапазон колебаний давления и скорости на выходе из диффузора включает энергетически наиболее значимые пульсации давления рабочей жидкости и захватывает часть инерционного интервала в спектре турбулентных пульсаций. В таких условиях достаточным является выполнить фильтрацию решения полной системы уравнений гидродинамики с помощью крупновихревой модели турбулентности. Это осуществляется за счёт осреднения точного решения по области в пространстве, соответствующей размеру ячейки расчётной сетки, что соответствует наименьшей разрешимой длине волны. В случае переменной плотности такое осреднение имеет вид

$$\bar{\rho} \bar{u}(\bar{x}, t) = \int G(\bar{r}, \bar{x}) \rho(\bar{x} - \bar{r}, t) \bar{u}(\bar{x} - \bar{r}, t) d\bar{r}, \quad (4)$$

где  $G(\bar{r}, \bar{x})$  - весовая функция или фильтр;  $\bar{\rho}$  - стационарная составляющая плотности;  $\bar{u}(\bar{x}, t)$  - осреднённое в рамках одной ячейки значение вектора скорости потока;  $\bar{r}$  - вектор, описывающий координаты узлов ячейки, в которой происходит осреднение. Как правило, в коммерческих рас-

чётных кодах ширина фильтра определяется с помощью неявного фильтрования. Далее с помощью конечных объёмов выполняется осреднение локального значения скорости  $\bar{u}(\bar{x}, t)$  по объёму ячейки:

$$\bar{u}(\bar{x}, t) = \frac{1}{\Delta V} \int_{\Delta V} \bar{u}(\bar{x} - \bar{r}, t) d\bar{r}, \quad (5)$$

где  $\Delta V$  - объём ячейки расчётной сетки.

Точное решение  $\bar{u}(\bar{x}, t)$  представляется в виде суммы отфильтрованного и остаточного полей:

$$\bar{u}(\bar{x}, t) = \bar{u}(\bar{x}, t) + \bar{u}'(\bar{x}, t). \quad (6)$$

Как видно, в описываемом методе применяется осреднение по малой окрестности в пространстве.

На течение в диффузоре сильное влияние оказывают стенки канала. Для моделирования такого взаимодействия используется локальная модель вихревой вязкости, адаптированная для пристеночных течений.

Как показано в работе [30], в этой модели турбулентности обеспечивается затухание подсеточной вязкости в пристеночной области в соответствии с асимптотическими соотношениями теории пограничного слоя; не используется в явном виде расстояние до стенки; учитывается зависимость подсеточной вязкости не только от тензора скоростей деформации осреднённого поля, но и от компонентов тензора скоростей вращения, что лучше соответствует прямому численному расчёту.

Добиться приемлемой точности расчётов полной системы уравнений гидродинамики с помощью метода крупновихревой фильтрации возможно за счёт правильного выбора ширины фильтра. В случае неявного фильтрования - за счёт выбора максимальной величины ячейки расчётной сетки. Как было сказано выше, для получения спектра ГДШ достаточно разрешить хотя бы часть инерционного интервала турбулентных пульсаций. Из

теории турбулентных течений жидкости и газов известно [31], что для частичного описания инерционного интервала используется тейлоровский масштаб турбулентности. Его величина определяется следующим соотношением:

$$\lambda_t = \sqrt{15} u' \sqrt{\nu / \varepsilon}, \quad (7)$$

где  $\nu$  - молекулярная вязкость;  $\varepsilon$  - скорость диссипации кинетической энергии турбулентности. Время жизни вихревых структур тейлоровского масштаба будет определять максимальную вычисляемую частоту спектра турбулентных пульсаций

$$f_{\lambda} = \tau_{\lambda}^{-1} = u' / \lambda_t, \quad (8)$$

где  $u'$  - пульсационный компонент скорости течения. Оставшаяся часть инерционного интервала в случае развитой турбулентности будет разрешаться при помощи подсеточных моделей.

Расчёт ГДШ диффузора центрального канала проводился при доводке гасителя низкоамплитудных пульсаций давления, установленных на измерительный участок гидравлического стенда аттестации акустических характеристик элементов гидросистем. Конструктивная схема используемого гасителя представлена на рис. 3.

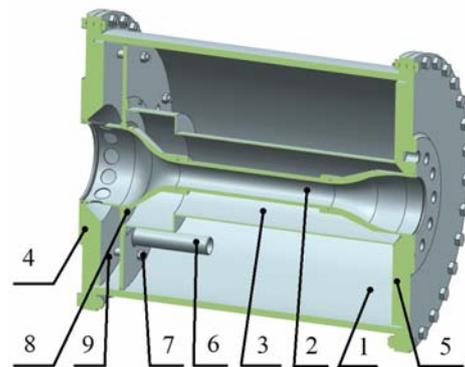


Рис. 3. Конструкция гасителя гидродинамического шума:

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

Гаситель состоит из двух каскадов. Первый построен на принципе фильтрации низкочастотных колебаний. Второй представляет собой резонансный контур. Его основная задача заключается в обеспечении увеличения затухания на низких частотах колебаний.

Для экономии вычислительных и временных ресурсов начальные условия задачи разрешения вихревых структур на выходе диффузора определялись как результат расчёта полной системы уравнений гидродинамики, осреднённой по Рейнольдсу. Требования к густоте расчётной сетки сводятся к разрешению пограничного слоя. Для разрешения вязкого подслоя необходимо, чтобы безразмерное пристеночное расстояние  $y^+ = 1$ . Используя [32, 33, 34], определим толщину ячеек первого слоя в пристеночной области с помощью выражения:

$$\Delta y = y = \frac{\mu}{\rho} \left[ (2 \cdot \log_{10} Re - 0,65)^{-2,3} u^2 0,5 \right]^{-0,5}. \quad (9)$$

При удалении от стенки в области пристеночного слоя шаг сетки увеличивается приблизительно в 1.3 раза, в ядре потока размер ячейки приблизительно постоянный.

В расчётную область входят канал и трубопровод, присоединённый к выходному участку. Потребность расчёта гидродинамических параметров в присоединённом участке трубопровода обусловлена необходимостью исключить влияние выходного граничного условия на процесс формирования вихревых структур в диффузоре. Длина присоединённого участка равна шести калибрам. Геометрия расчётной области представлена на рис. 4.

Исходные данные для расчёта гидродинамических процессов в диффузоре представлены в табл. 1.

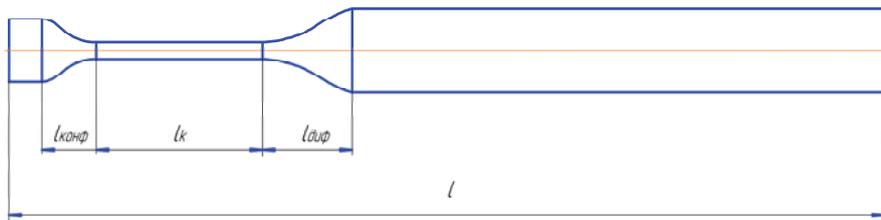


Рис. 4. Геометрия расчётной области

Таблица 1. Исходные данные для расчёта

Параметр	Единица измерения	Обозначение	Значение
Полное давление на входе в канал	МПа	$P_{вх}$	40
Расход	кг/с	$G$	44,3
Диаметр входного патрубка	м	$d_{вх}$	0,15
Диаметр выходного патрубка	м	$d_{вых}$	0,2
Диаметр центрального канала	м	$d_k$	0,06
Длина расчетной области	м	$l$	2,1
Длина центрального канала	м	$l_k$	0,4
Длина конфузора	м	$l_{конф}$	0,125
Длина диффузора	м	$l_{диф}$	0,215
Средняя плотность рабочего тела	кг/м <sup>3</sup>	$\rho_0$	998,2
Динамическая вязкость	кг/(м·с)	$\mu$	0,00103
Объёмный модуль упругости воды	МПа	$K_0$	2 200

Рассчитанная при помощи выражения (9) величина первого слоя ячеек в пристеночной области  $\Delta y = 0,002$  мм. Общее число ячеек области канала и присоединённого участка трубопровода при расчёте осреднённой по Рейнольдсу полной системы уравнений гидродинамики составило приблизительно 1 500 000. Расчёт выполнялся в коммерческом коде вычислительной гидродинамики ANSYS FLUENT. Решение достигает точности порядка  $10^{-5}$  за 1 000 итераций. В расчётах использовался pressure-based стационарный решатель со схемой pressure-velocity coupled. Для получения устойчивого решения число Куранта было принято рав-

ным 10. Результаты расчёта осреднённого течения представлены на рис. 5, 6. Несимметричная картина потока в диффузоре связана с проявлением эффекта Коанда. Полученные поля гидродинамических параметров в дальнейшем использовались как начальные условия расчёта вихревых структур. Кроме того, расчёт усреднённых параметров потока позволил получить количественные характеристики энергии турбулентных пульсаций, которые использовались для построения расчётной сетки при решении системы уравнений гидродинамики с помощью крупновихревой модели турбулентности.



Рис. 5. Поле распределения давления (осреднение по Рейнольдсу)

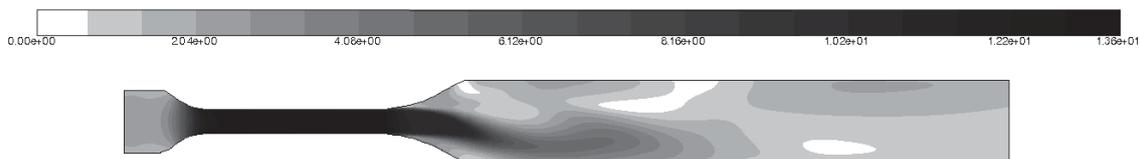


Рис. 6. Поле распределения скорости (осреднение по Рейнольдсу)

На следующем этапе выполнялся расчёт течения с помощью крупновихревого подхода расчёта турбулентных пульсаций. Как было показано выше, минимальный размер ячейки расчётной сетки в области ядра потока не должен превышать тейлоровского масштаба турбулентности. Из предварительного расчёта течения в канале были получены величины молекулярной вязкости  $\nu$  и скорости диссипации кинетической энергии турбулентности  $\varepsilon$ . С использованием формулы (7) было получено минимальное значение тейлоровского масштаба в области диффузора центрального канала  $\lambda_t = 1,9$  мм. В связи с этим характерный размер ячейки в ядре потока диффузора был выбран  $\Delta = 2,0$  мм. Приближённое значение мак-

симальной рассчитываемой частоты спектра турбулентных пульсаций равно обратной величине времени жизни вихрей тейлоровского масштаба. В рассматриваемом случае  $f_\lambda = 800$  Гц. Оставшаяся часть инерционного интервала моделируется при помощи подсеточной вязкости. Для корректного определения максимальной рассчитываемой частоты был выбран шаг по времени  $\Delta t = 4,8828125 \cdot 10^{-4}$  с, что соответствует максимальной частоте  $f = 1024$  Гц при обработке временной зависимости давления рабочей жидкости с помощью быстрого преобразования Фурье. Число ячеек расчётной сетки составило 46 000 000. В расчётах использовался pressure-based нестационарный ре-

шатель со схемой pressure-velocity coupled. Число Куранта, как и для стационарного расчёта, было выбрано равным 10.

На рис. 7, 8 представлены поля распределения мгновенных значений гидродинамических параметров в момент  $t = 21 c$ . Формирование вихревых струк-

тур, как и ожидалось, наблюдается в диффузоре. Их распространение и дальнейшее затухание происходит на расстоянии приблизительно 6 диаметров цилиндрической части канала. В ходе решения записывалась временная зависимость давления в присоединённом к каналу трубопроводе.



Рис. 7. Поле распределения давления (крупновихревая фильтрация)



Рис. 8. Поле распределения скорости (крупновихревая фильтрация)

Сечение, в котором производилась запись, находилось на расстоянии 10 диаметров цилиндрической части канала от области зарождения вихревых структур, что практически исключало запись псевдозвуковых составляющих пульсаций

давления. На рис. 9 показано сравнение результатов расчёта с замеренными в ходе отработки гасителей колебаний уровнями шума на выходе центрального канала. Видно приемлемое совпадение расчётных и экспериментальных данных.

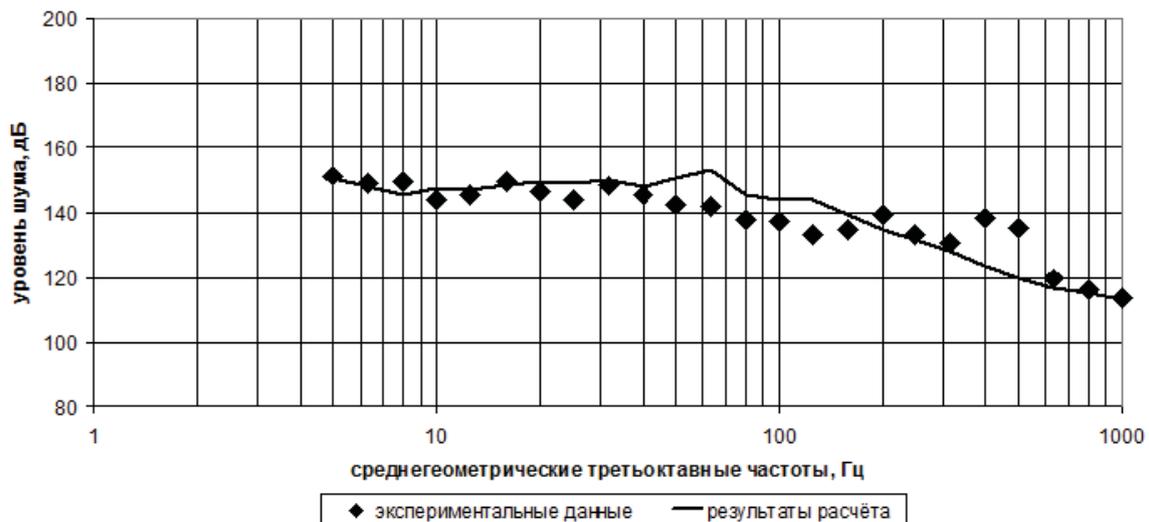


Рис. 9. Сравнение экспериментальных данных с результатами расчёта

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программы «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 гранта Президента Российской Федерации по государственной поддержке ведущих научных школ Российской Федерации, регистрационный номер: НШ-3029.2012.8.

### Библиографический список

1. Bezyasychny V.V., Popkov V.I. Application of energy methods for localization of sources and determination of vibration-isolating efficiency of three-dimensional system, International congress on intensity techniques. CETIM. – Senlis (France). 1990. P. 411-416.
2. Гарновский Н.Н. Теоретические основы электропроводной связи. М.: Связьиздат, 1956. Ч. 1. 390 с.
3. Ким Я.А., Будрин С.В., Селезский А.И. Влияние места установки в трубопроводах звукоизолирующих средств на их эффективность // Вопросы судостроения. Сер. СЭУ. 1981. С. 71-76.
4. Никифоров А.С., Рылеева Т.В. Некоторые конструкции глушителей гидродинамического шума // Вопросы судостроения. Сер. Проектирование кораблей. 1978. Вып. 15. С. 71-76.
5. 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.
6. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М: Машиностроение, 1980. 156 с.
7. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 4. С. 127-133.
8. 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.
9. 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.
10. Головин А.Н. Трансформатор активных волновых сопротивлений // Вестн. Самар. гос. аэрокос. ун-та. 2003. Ч.2. С. 336-342.
11. Шорин В.П., Санчугов В.И. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1978. № 2. С. 132-139.
12. Головин А.Н., Шестаков Г.В. Структура автоматизированного расчёта гасителей колебаний давления // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. 1988. С. 20-25.
13. Моделирование характеристик гасителей колебаний давления с учётом распределённости их параметров / С.К. Бочкарёв и др. // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2007. № 1. С. 148-155.
14. Исследование процессов возбуждения и подавления пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в трубопроводных системах / Г.О. Белов и др. // Изв. Самар. науч. центра РАН. 2011. Т. 13 № 4. С. 178-184.
15. Гасители пульсации давления как средство улучшения собственных виброакустических характеристик испытательных гидравлических стендов / Э.Г. Берестовицкий и др. // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2012. № 2. С. 149-154.

16. Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б., Головин А.Н., Белов Г.О. Использование гасителей колебаний давления для снижения виброакустической нагруженности гидромеханических систем // Судостроение. 2011. № 3. С. 45-47.
17. Igolkin A., Koh A., Kryuchkov A., Safin A., Shakhmatov, E. Pressure reducing valve noise reduction. 19th International Congress on Sound and Vibration 2012, *ICSV 2012*. P. 2458.
18. Смольяков А.В. Шум турбулентных потоков. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2005. 312 с.
19. Смольяков А.В. Интенсивность акустического излучения турбулентного пограничного слоя на пластине // Акустический журнал. 1973. Т. 19, № 2. С. 251-256.
20. Смольяков А.В. Спектр квадрупольного излучения плоского турбулентного пограничного слоя // Акустический журнал. 1973. Т. 19, № 3. С. 420-425.
21. Смольяков А.В. Новая модель взаимного и частотно-волнового спектров турбулентных пульсаций давления в пограничном слое // Акустический журнал. 2006. Т. 52. № 3. С. 393-400.
22. Kibicho K., Sayers A.T. Benchmark experimental data for fully stalled wide-angled diffusers // *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*. 2008. V. 130, no. 10. Art. no. 104502 (4 p.).
23. Kibicho K., Sayers A.T. Experimental measurements of the mean flow field in wide-angled diffusers: a data bank contribution // *International Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2009. 5:8. P. 487-492.
24. Keerthana R., Jamuna Rani G. Flow analysis of annular diffusers // *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*. 2012. V. 2, is. 3. P. 2348-2351.
25. Vujičić M., Crnojević C. Calculation of the separation point for the turbulent flow in plane diffusers // *Mechanics, Automatic Control and Robotics*. 2003. V. 3, no. 15. P. 1001-1006.
26. Iaccarino G. Prediction of the turbulent flow in a diffuser with commercial CFD codes // *Center for Turbulence Research Annual Research Briefs*. 2000. P. 271-278.
27. Prakash R., Mahalakshmi N.V. Experimental investigations of flow through annular diffuser with and without struts // *European Journal of Scientific Research*. 2011. V. 52, no. 3. P. 366-384.
28. Gravemeier V. Variational multiscale large eddy simulation of turbulent flow in a diffuser // *Computational Mechanics*. 2007. V. 39, is. 4. P. 477-495.
29. Sparrow E.M., Abraham J.P., Minkowycz W.J. Flow separation in a diverging conical duct: Effect of Reynolds number and divergence angle // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. V. 52, is. 13-14. P. 3079-3083.
30. Sagar D., Paul A.R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers // *International Journal of Engineering, Science and Technology*. 2011. V. 3, no. 2. P. 104-109.
31. Nicoud F., Ducros F. Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor // *Flow, Turbulence, and Combustion*. 1999. V. 62, no. 3. P. 183-200.
32. Pope S.B. *Turbulent flows*. Cambridge: Cambridge Univ. Press, 2000. 771 p.
33. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Теория турбулентности. Т. 1. Теория турбулентности. СПб: Гидрометеоиздат, 1992. 694 с.
34. Schlichting H. *Boundary layer theory*, 7th Edition, 1979.

### Информация об авторах

**Макарьянц Георгий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет).

E-mail: [georgy.makaryants@gmail.com](mailto:georgy.makaryants@gmail.com). Область научных интересов: акустика и гидродинамика гидро- и пневмосистем, виброакустика машин, вычислительная гидро- и газодинамика, измерение динамических процессов в гидро- и пневмосистемах.

**Гафуров Салимжан Азатович**, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [sa.gafurov@gmail.com](mailto:sa.gafurov@gmail.com). Область научных интересов: гидродинамика, численные методы, лопаточные машины.

**Зубрилин Иван Александрович**, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [zubrilin416@mail.ru](mailto:zubrilin416@mail.ru). Область научных интересов: применение САЕ/CAD-технологий в расчётах процессов горения и турбулентных течений.

**Крючков Александр Николаевич**, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государ-

ственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru). Область научных интересов: виброакустика гидро- и пневмосистем, устройства коррекции динамики гидро- и пневмосистем.

**Шахматов Евгений Владимирович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru). Область научных интересов: виброакустика машин, динамика пневмогидравлических и топливных систем двигателей и летательных аппаратов.

**Берестовицкий Эрлен Григорьевич**, доктор технических наук, старший научный сотрудник, главный акустик, начальник лаборатории Центра разработки и испытаний электрогидравлической аппаратуры, ОАО «Концерн «НПО «Аврора». E-mail: [berest40@mail.ru](mailto:berest40@mail.ru). Область научных интересов: виброакустика, разработка и испытания электрогидравлической аппаратуры.

**Гладилин Юрий Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент, специалист ВПХ, ОАО «Концерн «НПО «Аврора». E-mail: [gladilin\\_01@mail.ru](mailto:gladilin_01@mail.ru). Область научных интересов: системы управления техническими средствами, разработка и испытания электрогидравлической аппаратуры.

### CALCULATION OF HYDRODYNAMIC NOISE IN THE DIFFUSER OF A PULSATION DAMPER FLOW CHANNEL

© 2014 G. M. Makaryants<sup>1</sup>, S. A. Gafurov<sup>1</sup>, I. A. Zubrilin<sup>1</sup>, A. N. Kryuchkov<sup>1</sup>,  
Ye. V. Shakhmatov<sup>1</sup>, E. G. Berestovitsky<sup>2</sup>, Y. A. Gladilin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

<sup>2</sup>Concern AVRORA Scientific and Production Association Joint Stock Company,  
St-Petersburg, Russian Federation

This article deals with the problem of hydrodynamic noise inside a fluid pressure vibration absorber. The calculation of hydrodynamic noise is based on the results of numerical simulation of fluid flow in the central duct of the vibration absorber. A complete system of hydrodynamics equations is solved with the help of a large eddy simulation turbulence model (LES).

*Vibration absorber, hydrodynamic noise, pressure pulsations, turbulence model.*

## References

1. Bezyasychny V.V., Popkov V.I. Application of energy methods for localization of sources and determination of vibration-isolating efficiency of three-dimensional system, International congress on intensity techniques. CETIM. – Senlis (France), 1990. P. 411-416.
2. Garnovskii N.N. Teoreticheskie osnovy elektroprovodnoy svyazi [Theoretical foundations of conductive connection]. Part 1. Moscow: Svyaz'izdat Publ., 1956. 390 p.
3. Kim J.A., Budrin S.V., Selezskij A.I. Effect of the installation location in pipelines of soundproof facilities on their efficiency // Voprosy sudostroeniya. Ser. SJeU. 1981. P. 71-76. (In Russ.)
4. Nikiforov A.S., Ryleeva T.V. Designs of flow noise // Voprosy sudostroeniya. Ser. "Proektirovanie korably". 1978. V. 15. P. 71-76. (In Russ.)
5. Igolkin A.A., Kryuchkov A.N., Makaryants G.M., Prokofiev, A.B., Prokhorov S.P., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. Snizhenie kolebaniy i shuma v pnevmogidromekhanicheskikh sistemakh [Reducing vibrations and noise in pneumo/hydraulic/mechanical systems]. Samara: SNC RAN Publ., 2005. 314 p.
6. Shorin V.P. Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh [Elimination of fluctuations in aviation pipelines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 156 p.
7. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V. Designing dampers for hydraulic circuits control systems // Izv. AN SSSR. Energetika i transport. 1987. No 4. P. 127-133. (In Russ.)
8. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Shakhmatov E.V. Designing oscillation dampers for damping pressure pulsations in gas turbine engine control systems // Izv. VUZov. Mashinostroenie. 1982. No 7. P. 65-68. (In Russ.)
9. Golovin A.N., Brudkov L.I., Shorin V.P. Calculation of own characteristics of oscillation dampers for working fluid of the type of an acoustic low-pass filter // Vibratsionnaya prochnost i nadezhnost dvigateley i sistem letatel'nykh apparatov. 1980. No 7. P. 36-43. (In Russ.)
10. Golovin A.N. Transformer of active shock wave drug // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroleva. 2003. V. 2. P. 336-342. (In Russ.)
11. Shorin V.P., Sanchugov V.I. Designing oscillation dampers for hydraulic circuits of control systems // Izv. AN SSSR. Energetika i transport. 1978. No 2. P. 132-139. (In Russ.)
12. Golovin A.N., Shestakov G.V. The structure of automated calculation of the pressure oscillation dampers // Dinamicheskie protsessy v silovykh i energeticheskikh ustanovkakh letatel'nykh apparatov. 1988. P. 20-25. (In Russ.)
13. Bochkaryov S.K., Makaryantz G.M., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V. Modelling characteristics of pressure oscillation dampers with regard for the distribution of their parameters // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroleva. 2007. No. 1(17). P. 148-155. (In Russ.)
14. Belov G.O., Golovin A.N., Kruchkov A.N., Rodionov L.V., Shakhmatov E.V. Reaserching the processes of excitement and suppressions flow pulsation and dynamic noise in hydraulic systems // Izv. SNC RAN. 2011. V. 13, no 4. P. 178-184. (In Russ.)
15. Berestovitsky Je.G., Gladilin Yu.A., Kryuchkov A.N., Fyodorov A.Ye., Frantov A.A., Shakhmatov Ye.V. Pressure

pulsation dampers as a means of improving the inherent vibroacoustic characteristics of hydraulic test rigs // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroleva (nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta). 2012. No. 2(33). P. 149-154. (In Russ.)

16. Shakhmatov E.V., Kryuchkov A.N., Prokofiev A.B., Golovin A.N., Belov G.O. Using of pressure fluctuations absorber to reduce vibroacoustic loading of hydromechanical systems // Sudostroenie. 2011. No. 3. P. 45-47. (In Russ.)

17. Igolkin A., Koh A., Kryuchkov A., Safin A., Shakhmatov, E. Pressure reducing valve noise reduction // 19th International Congress on Sound and Vibration 2012, ICSV 2012. P. 2458.

18. Smol'yakov A.V. Shum turbulentnykh potokov [Noise in turbulent flows]. St. Petersburg: CNII im. akad. A.N. Krylova, 2005. 312 p.

19. Smol'yakov A.V. Acoustic radiation intensity in a turbulent boundary layer on a plate // Acoustical Physics. 1973. V. 19, no. 2. P. 251-276.

20. Smol'yakov A.V. Spectrum of quadruple radiation of a plane turbulent boundary layer // Acoustical Physics. 1973. V. 19, no. 3. P.420-425.

21. Smol'yakov A.V. A new model for the cross spectrum and wavenumber-frequency spectrum of turbulent pressure fluctuations in a boundary layer // Acoustical Physics. 2006. V. 52, no. 3. P.393-400.

22. Kibicho K., Sayers A.T. Benchmark experimental data for fully stalled wide-angled diffusers // Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME. 2008. V. 130, no. 10. Art. No. 104502 (4 p.).

23. Kibicho K., Sayers A.T. Experimental measurements of the mean flow field in wide-angled diffusers: a data bank contribution // International Journal of Engineering and Applied Sciences. 2009. 5:8. P. 487-492.

24. Keerthana R., Jamuna Rani G. Flow analysis of annular diffusers // International Journal of Engineering Research and

Applications (IJERA). 2012. V. 2, is. 3. P.2348–2351.

25. Vujičić M., Crnojević C. Calculation of the separation point for the turbulent flow in plane diffusers // Mechanics, Automatic Control and Robotics. 2003. V. 3, no.15. P. 1001–1006.

26. Iaccarino G. Prediction of the turbulent flow in a diffuser with commercial CFD codes // Center for Turbulence Research Annual Research Briefs. 2000. P. 271–278.

27. Prakash R., Mahalakshmi N.V. Experimental investigations of flow through annular diffuser with and without struts // European Journal of Scientific Research. 2011. V. 52, no. 3. P. 366–384.

28. Gravemeier V. Variational multiscale large eddy simulation of turbulent flow in a diffuser // Computational Mechanics. 2007. V. 39, is. 4. P. 477–495.

29. Sparrow E.M., Abraham J.P., Minkowycz W.J. Flow separation in a diverging conical duct: Effect of Reynolds number and divergence angle // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009. V. 52, is. 13-14. P. 3079–3083.

30. Sagar D., Paul A.R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers // International Journal of Engineering, Science and Technology. 2011. V. 3, no.2. P. 104–109.

31. Nicoud F., Ducros F. Subgrid-Scale Stress Modelling Based on the square of the velocity gradient tensor // Flow, Turbulence, and Combustion. 1999. V. 62, no.3. P. 183–200.

32. Pope S.B. Turbulent flows. Cambridge: Cambridge Univ. Press, 2000. 771 p.

33. Monin A.S., Jaglom A.M. Statisticheskaya gidromekhanika. Teoriya turbulentnosti. T. 1. Teoriya turbulentnosti [Statistical fluid mechanics. Theory of turbulence. V. 1. Theory of turbulence]. St. Petersburg: Gidrometeoizdat Publ., 1992. 694 p.

34. Schlichting H. Boundary layer theory, 7th Edition, 1979.

### About the authors

**Makaryants Georgy Mikhailovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University. E-mail: [georgy.makaryants@gmail.com](mailto:georgy.makaryants@gmail.com). Area of research: acoustics and hydrodynamics of fluid power and air systems, vibroacoustics of machines, computational fluid and gas dynamics, measurement of dynamic processes in fluid power and air systems.

**Gafurov Salimzhan Azatovich**, Assistant, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University. E-mail: [sa.gafurov@gmail.com](mailto:sa.gafurov@gmail.com). Area of research: fluid dynamics, numerical methods, blade machines.

**Zubrilin Ivan Alexandrovich**, post-graduate student, Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University. E-mail: [zubrilin416@mail.ru](mailto:zubrilin416@mail.ru). Area of research: application of CAE/CAD technologies for the calculation of combustion processes and turbulent flows.

**Kryuchkov Alexander Nikolaevich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Automatic Systems of Power

Plants, Samara State Aerospace University. E-mail: [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru). Area of research: vibroacoustics of fluid power and air systems, dynamic correction devices of fluid power and air systems.

**Shakhmatov Yevgeny Vladimirovich**, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Power Unit Control Systems, Samara State Aerospace University. E-mail: [shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru). Area of research: vibroacoustics of machines, dynamics of fluid power and fuel systems of engines and flying vehicles.

**Berestovitsky Erlen Grigoryevich**, Doctor of Science (Engineering), Senior Researcher, Chief Expert in Acoustics, Head of Laboratory, Centre of Design and Testing of Electrohydraulic Equipment, Concern "Aurora" plc. E-mail: [berest40@mail.ru](mailto:berest40@mail.ru). Area of research: vibroacoustics, design and testing of electrohydraulic equipment.

**Gladilin Yuriy Alexeevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Specialist in Noise and Vibration. E-mail: [gladilin\\_01@mail.ru](mailto:gladilin_01@mail.ru). Area of research: control systems of technical facilities, design and testing of electrohydraulic equipment.