

УДК 532.5.073, 004.94

## МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С МАКСИМАЛЬНЫМ ЭФФЕКТОМ КАВИТАЦИИ

А.И. Уколов<sup>a</sup>, В.П. Родионов<sup>b</sup>, П.П. Старовойтов<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, 298309, Российская Федерация

<sup>b</sup> Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, 350072, Российская Федерация

Адрес для переписки: ukolov\_aleksei@mail.ru

### Информация о статье

Поступила в редакцию 14.06.17, принята к печати 20.07.17

doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919

Язык статьи – русский

**Ссылка для цитирования:** Уколов А.И., Родионов В.П., Старовойтов П.П. Моделирование колеса центробежного насоса с максимальным эффектом кавитации // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2017. Т. 17. № 5. С. 910–919. doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919

### Аннотация

**Предмет исследования.** Рассмотрена возможность стимулирования явления кавитации в лопастных машинах с целью обработки перекачиваемой жидкости. Представлен численный анализ влияния геометрии двигательного центробежного насоса на образование кавитационной каверны в межлопаственном пространстве его рабочего колеса.

**Методы.** Используются возможности программного пакета конечно-элементного анализа ANSYS Workbench и интегрированного в него модуля оптимизации процесса разработки и технологической подготовки в области вычислительной динамики жидкостей и газов ANSYS CFX. **Основные результаты.** Разработана конструкция рабочего колеса двигательного центробежного насоса с характеристиками, подобными данному типу устройств. Построена геометрическая модель, которая имеет компактные размеры, обладает правильным распределением давления в сечении колеса, не подвержена кавитации при заданном режиме работы. Показано, что при относительном увеличении наружного радиуса колеса или уменьшении его ширины в пределах 12–50% в сравнении с моделью, близкой к необходимой для стабильной работы, происходит зарождение кавитации на переднем крае лопатки с последующим ростом по всему объему проточной части насоса. **Практическая значимость.** Подобного рода насос может использоваться как гидродинамическая машина для интенсификации многих химико-технологических процессов за счет кавитационного воздействия уже на этапе перекачивания жидкости.

### Ключевые слова

кавитация, каверна, компьютерное моделирование, ANSYS CFX, центробежный насос

## SIMULATION OF CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER WITH MAXIMUM CAVITATION EFFECT

A.I. Ukolov<sup>a</sup>, V.P. Rodionov<sup>b</sup>, P.P. Starovoytov<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Kerch State Marine Technological University, Kerch, 298309, Russian Federation

<sup>b</sup> Kuban State Technological University, Krasnodar, 350072, Russian Federation

Corresponding author: ukolov\_aleksei@mail.ru

### Article info

Received 14.06.17, accepted 20.07.17

doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919

Article in Russian

**For citation:** Ukolov A.I., Rodionov V.P., Starovoytov P.P. Simulation of centrifugal pump impeller with maximum cavitation effect. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2017, vol. 17, no. 5, pp. 910–919 (in Russian). doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919

### Abstract

**Subject of Research.** We consider the possibility of cavitation phenomenon stimulating in blade machines for the purpose of the pumped liquid processing. The paper presents numerical analysis of geometry influence of the motor centrifugal pump on the cavitation cavity formation in the inter blade space of its impeller. **Methods.** We use the capabilities of the ANSYS Workbench software package for finite element analysis and the integrated module ANSYS CFX for optimizing the process of development and technological preparation in the field of computational dynamics of liquids and gases. **Main Results.** The impeller design for a motor centrifugal pump has been developed with characteristics similar to this type of device. The constructed geometric model is compact in size, has the right pressure distribution in the impeller cross section and is not

subjected to cavitation at a given operating mode. It is shown that cavitation occurs at the anterior edge of the blade with a relative increase in the outer radius of the impeller or a decrease in its width within the range of 12-50% in comparison with a model close to the necessary for stable operation, and it is followed by the growth throughout the volume of the flowing part of the pump. **Practical Relevance.** This kind of pump can be used as a hydrodynamic machine to intensify many chemical and technological processes due to cavitation effect, as early as the stage of the liquid pumping.

#### Keywords

cavitation, cavity, computer simulation, ANSYS CFX, centrifugal pump

### Введение

Эффекты, связанные с кавитацией, как правило, крайне нежелательны в технике (разрушение деталей насосов, двигателей, гидротурбин, корабельных винтов, вибрация оборудования, износ трубопроводов и гидроарматуры и многое другое). Однако в последнее время интерес к этому явлению вызван поиском путей использования кавитационных эффектов в создании новых технологий, способов применения уникальных возможностей, возникающих в условиях развитой пузырьковой кавитации.

Кавитацию широко используют при очистке поверхности машин и механизмов от различного рода наслоений, отложений, биологических обрастаний и прочих нежелательных образований [1]. В медицине и биоинженерии ультразвуковая кавитация используется для доставки в организм лекарств, разрушения камней в почках и лечения некоторых форм рака, выполняются исследования возможности направлять и фокусировать кавитацию с целью удаления пораженных тканей [2–4].

Кавитационное воздействие интенсифицирует процессы растворения и экстрагирования, а также используется при гомогенизации, пастеризации, получении эмульсий и суспензий [5]. Кавитация способствует и эффективному образованию дисперсно-топливных композитов. Водно-угольные, водно-мазутные, водно-дизельные эмульсии уже подтвердили свою экономическую и экологическую выгоду [6–8]. Кавитационная обработка элементов смеси генерирует локальную концентрацию энергии, которой достаточно для диффузии компонентов вещества на микроуровне, что позволяет получить высокодисперсный продукт, устойчивый к разрушению и быстрой обратной агрегации [9].

Действие гидродинамической кавитации приводит к разложению (механолиз) воды, в результате которого происходит изменение ее структуры с образованием свободных водородных связей, что обуславливает повышенную активность и реагентную способность. Кроме механолиза, кавитационная активация воды способствует изменению степени равномерности распределения примесей по объему системы, их агрегации и дезагрегации [10]. Подобные кавитационные процессы используют для очистки, дезинфекции, обеззараживания, удаления естественных органических веществ в питьевой воде [11]. Применение гидродинамической кавитации при водоочистке началось более интенсивно исследоваться в 90-х годах XX века и продолжается до сих пор. Было отмечено, что гидродинамическая кавитация более эффективна по сравнению с акустической кавитацией. Использование сонохимических реакторов создает значительные проблемы при проектировании и работе в крупномасштабном режиме из-за существенно меньшей эффективности использования энергии и более высоких затрат на эксплуатацию [12]. Гидродинамическое кавитационное воздействие обычно образуется при сжатии потока, сужениях в виде сопел, насадок и т.п. [12–14]. Однако появляются проекты, где кавитационное воздействие на жидкость реализуется в условиях вихревого центробежного движения [15, 16].

В настоящей работе рассмотрена возможность использования центробежного насоса (ЦН) как кавитационного генератора при перекачивании жидкости. Проанализирована область кавитации в межлопастном канале, образованная при постоянных характеристиках, свойственных данному типу насоса (расход, полный напор, частота вращения), за счет изменения линейных размеров рабочего колеса.

Построение геометрии и анализ работы ЦН выполнены с использованием возможностей математического моделирования гидродинамических процессов средствами пакета конечных элементов ANSYS CFX. Данный инструмент широко используется для оптимизации и проектирования различных частей насоса [17], их многофункционального анализа, в том числе и с учетом кавитации [18–21].

Независимо от метода моделирования фазового перехода существует два совершенно различных подхода к численному расчету кавитирующего течения [22–24]. Первый, называемый «методом подвижной границы», предполагает наличие четкой границы между жидкостью и паром. Кавитирующая область находится под постоянным давлением, равным давлению насыщенного пара. Изначально положение подвижной границы задается координатами ячеек, а при расчете, в соответствии с моделью массопереноса, происходит перемещение подвижной границы по расчетной области. Достоинством метода подвижной границы является скорость расчета, так как считается только одна фаза, а существенным недостатком – необходимость задания начального положения границы.

В отличие от подвижной границы, метод сплошной среды рассчитывает двухфазные потоки. Предполагается, что нет никакого относительного движения между жидкостью и паром в пределах расчетной ячейки. Две фазы усредняются расчетной ячейкой и обрабатываются как жидкость, имеющая переменную плотность, которая может варьироваться в зависимости от содержания пара при возникновении кавитации [22]. Достоинством метода является точность полученного результата при правильно выбранной

модели массопереноса и возможность расчета движения обеих фаз, а недостатком – плохая сходимость для ряда задач и требовательность к аппаратным ресурсам [24].

Вне зависимости от метода расчета кавитации моделирование кавитирующего потока основывается на уравнениях механики жидкости и газа: уравнения баланса масс, уравнения импульса, модели турбулентности.

Уравнения баланса масс получаются искусственно путем расщепления уравнения неразрывности на две составляющие (для каждой из фаз) и введения массопереноса из одной фазы в другую и наоборот:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha \rho_\alpha}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha \mathbf{u}) &= -m, \\ \frac{\partial \beta \rho_\beta}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta \mathbf{u}) &= m, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\alpha, \beta$  – объемная доля жидкости и пара;  $\rho_\alpha, \rho_\beta$  – плотность жидкости и пара;  $\mathbf{u}$  – скорость компонент,  $m$  – величина стока или притока массы вследствие массопереноса в объем. К уравнениям (1) добавляется уравнение баланса фаз:

$$\alpha + \beta = 1,$$

которое позволяет рассчитать кавитирующий поток совместно с некавитирующим.

Уравнения импульса в численных моделях кавитации имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha \rho_\alpha \bar{u}}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha [\mathbf{u} \times \mathbf{u}]) &= -\alpha \nabla p + \alpha \nabla \tau - m \mathbf{u}, \\ \frac{\partial \beta \rho_\beta \bar{u}}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta [\mathbf{u} \times \mathbf{u}]) &= -\beta \nabla p + \beta \nabla \tau + m \mathbf{u}, \end{aligned}$$

где  $\nabla p$  – градиент нормальных давлений (компонент тензора давлений);  $\nabla \tau$  – градиент касательных напряжений. Поскольку все современные численные модели кавитации гомогенны, то поля скоростей и тензоры давлений являются общими для обеих фаз.

Для расчета градиента касательных напряжений в уравнениях импульса используется модель турбулентности. Наибольшую популярность при численном расчете кавитации приобрела модель турбулентности  $k$ - $\varepsilon$ , основанная на гипотезе Буссинеска:

$$\tau = \mu_T \frac{d\mathbf{u}}{dy},$$

где  $\mu_T$  – турбулентная динамическая вязкость, рассчитываемая по соотношению между турбулентной кинетической энергией  $k$  и скоростью ее диссипации  $\varepsilon$ :

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon},$$

где  $C_\mu$  – эмпирический коэффициент, равный 0,09 [24].

В ANSYS CFX реализована модель кавитационного массопереноса (1), основанная на уравнении Рэлея–Плессета:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{2}{3} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_n - p}{\rho},$$

или, в упрощенном виде,

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}},$$

где  $R$  – радиус кавитационного пузырька;  $p_n$  – давление внутри пузырька (в модели – давление насыщенных паров);  $p$  – локальное давление в жидкости (абсолютное давление CFD-решателя).

Уравнения, выражающие соотношения масс выделившегося и сконденсированного пара, принятые в расчете, имеют вид [19]:

$$\begin{aligned} m^+ &= F^+ \frac{3\alpha \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}} & (p < p_n) \\ m^- &= -F^- \frac{3\alpha_0 (1 - \alpha) \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}} & (p > p_n), \end{aligned}$$

где  $\alpha_0$  – коэффициент связи объемной доли пара с массовой;  $R_0$  – начальный радиус пузырька,  $\rho_g$  – плотность паровой фазы,  $F^+, F^-$  – константы моделирования.

Модель Рэлея–Плессета учитывает два фактора: скорость роста пузырька и статистический характер распределения пузырьков в кавитационном потоке. Объемная доля пара в ячейке учитывается статистически на основе определения числа зародышей  $n$  и их радиуса  $R_0$  и определяется по формуле

$$\alpha = \frac{4}{3} \pi R_0^3 n.$$

Модель кавитации Рэлея–Плессета, реализуемая в ANSYS CFX, требует задания таких параметров, как средний диаметр пузырька и давление насыщенного пара. По данным разных авторов [19, 20, 24, 25], радиус пузырька в конце сжатия  $R_{\min}$ , как правило, находится в пределах  $10^{-7}$ – $10^{-8}$  м при начальном радиусе  $R_0=1 \cdot 10^{-6}$  м. Таким образом, изменение объема пузырька составляет не менее 1000, что и вызывает экстремальную концентрацию первоначально запасенной пузырьком энергии. Давление насыщенного пара выбирается с учетом температуры моделируемой жидкости.

### Методика численного эксперимента

В качестве исходного образца выбран насос марки ДЦН-15, технические характеристики которого являлись основными параметрами моделирования и соответственно равны: расход –  $Q=3$  кг/с, рабочее давление на выходе из насоса –  $p_{\text{вых}}=300$  кПа, частота вращения рабочего колеса –  $f=150$  с<sup>-1</sup>, габариты –  $281 \times 206 \times 132$  мм. В лопастном насосе кавитация возникает на лопатке рабочего колеса обычно вблизи ее входной кромки. Давление здесь значительно ниже давления во входном патрубке насоса вследствие местного возрастания скорости при натекании на лопатку и из-за гидравлических потерь в подводе. Разность полного напора жидкости во входном патрубке насоса и давления насыщенного пара определяет кавитационный запас:

$$\Delta h = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g}, \quad (2)$$

где  $p$  и  $v$  – абсолютное давление и скорость жидкости во входном патрубке насоса,  $\rho$  – плотность,  $g$  – ускорение свободного падения.

При недостаточном кавитационном запасе на тыльной стороне лопатки возникают полости, заполненные паром, – каверны. По мере уменьшения  $\Delta h$  длина и толщина каверны увеличиваются, а напор насоса уменьшается. Такому режиму работы насоса соответствует первый критический запас  $\Delta h_1$ . При дальнейшем снижении кавитационного запаса каверна теряет устойчивость, и ее длина быстро увеличивается, что вызывает резкое уменьшение напора. Второй критический запас  $\Delta h_2$  соответствует режиму, при котором паровые пузырьки отрываются и уносятся потоком в область высокого давления, схлопываются, выделяя при этом энергию, достаточную для разрушения материала деталей насоса. Работа в таком режиме приводит к эрозии стенок канала, уменьшению подачи, КПД, мощности, вызывает шум и вибрации. В связи с этим проектирование центробежных насосов направлено на увеличение кавитационного запаса с целью избежания вредоносных последствий кавитации.

Однако эксплуатировать насос без кавитационной эрозии в области между первым и вторым критическим режимом возможно, если скорость натекания жидкости меньше пороговой [26]. Последняя зависит от рода жидкости, механических свойств материала рабочего колеса и числа кавитации. Этот факт очень важен, если лопаточный насос проектировать для использования в качестве генератора кавитации. Эрозионное разрушение материала вызывает «прошивающая» кавитационный пузырек кумулятивная микроструйка, образующаяся при несимметричном коллапсе пузырька вблизи твердой стенки. Результатом схлопывания каверны является распространение в жидкости импульса давления в виде ударной волны, величина которой может достигать  $10^3$  МПа. Затухание волны от одиночного пузырька происходит настолько быстро, что пузырек может вызвать разрушение поверхности твердого тела, если оно находится от него на расстоянии, сопоставимом с начальным радиусом пузырька. Образование паровых пузырьков в межлопастном канале на достаточном расстоянии от элементов рабочего колеса значительно уменьшает разрушительное действие кавитации, что можно реализовать в кавитационных генераторах роторного типа [15].

Критический кавитационный запас зависит только от скорости движения жидкости, определяемой конструкцией насоса и режимом его работы [26]. Он не зависит от барометрического давления и мало зависит от рода и температуры жидкости. При разработке насоса с повышенными кавитационными качествами соблюдают следующие условия:

- обеспечивают малые относительные скорости входа воды в колесо;
- закругления входных кромок лопаток делают, соблюдая большую величину отношения  $\frac{l}{S}$  (где  $l$  – длина утоненной части лопатки,  $S$  – ее толщина);
- стремятся к уменьшению нагрузки лопатки за счет вынесения входных кромок лопаток внутрь осевой части канала рабочего колеса;
- увеличивают ширину  $b$  колеса при входе, что дает уменьшение радиальной скорости;

– обеспечивают плавный переход осевой части канала колеса в радиальный канал.

В данной работе варьировались геометрические параметры насоса, разработанного в среде ANSYS CFX для достижения обратного эффекта – получения кавитационной зоны во всем объеме межлопаточного канала.

Для предварительного проектирования рабочего колеса центробежного насоса выбрана программа Vista CPD (Centrifugal Pump Design), которая интегрирована в комплекс ANSYS Workbench и может быть использована для создания оптимизированной начальной конструкции насоса, дальнейшего построения 3D-геометрии BladeGen, расчетной сетки TurboGrid и CFX-анализа (рис. 1).

Во вкладке Vista CPD / Условия эксплуатации (Operating conditions) выбраны данные, соответствующие насосу ДЦН-15: жидкость – вода с плотностью (Density)  $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ , полный напор (Head rise)  $H=20 \text{ м}$ , угол потока на входе (Inlet flow angle) –  $90^\circ$ , соотношение меридиональных скоростей (Meridional velocity ratio) равно 1,1. При формировании геометрии центробежного насоса с максимально развитой кавитационной областью в межлопаточном канале акцент был сделан на подбор диаметра рабочего колеса (Tip Diameter) и угла наклона лопатки (Trailing Edge Blade Angles) – ключевого фактора при определении ширины рабочего колеса на выходе.

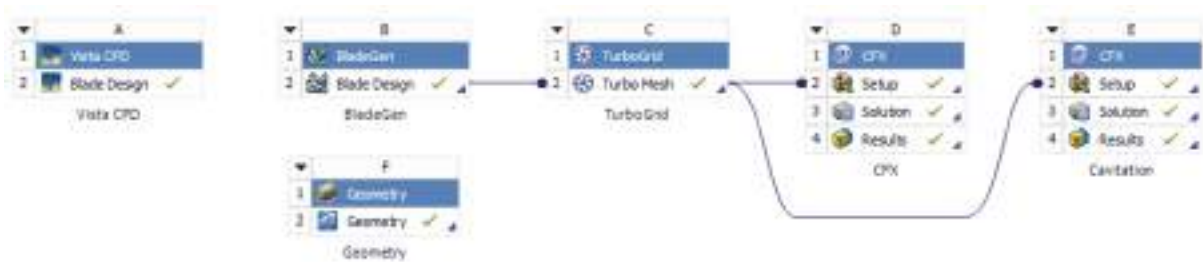


Рис. 1. Расчетный блок

Поскольку гидродинамические процессы на всех лопатках насоса идентичны, моделирование выполнено для одной секции проточной части рабочего колеса (рис. 2, а) и транслировано в соответствии с числом лопастей, которое задавалось в пункте Number of vanes и в представленных результатах равнялось 6. При определении диаметра и ширины рабочего колеса сначала использовался метод Automatic для получения дизайна, близкого к необходимому для стабильной работы, а затем эти параметры изменялись в BladeGen, каждый раз выполняя анализ CFX.

Решение задачи в CFX – Solver проходило в два этапа. На первом этапе было получено сошедшееся решение с выключенной моделью кавитации (рис. 2, б), а затем выполнялся анализ области кавитации.

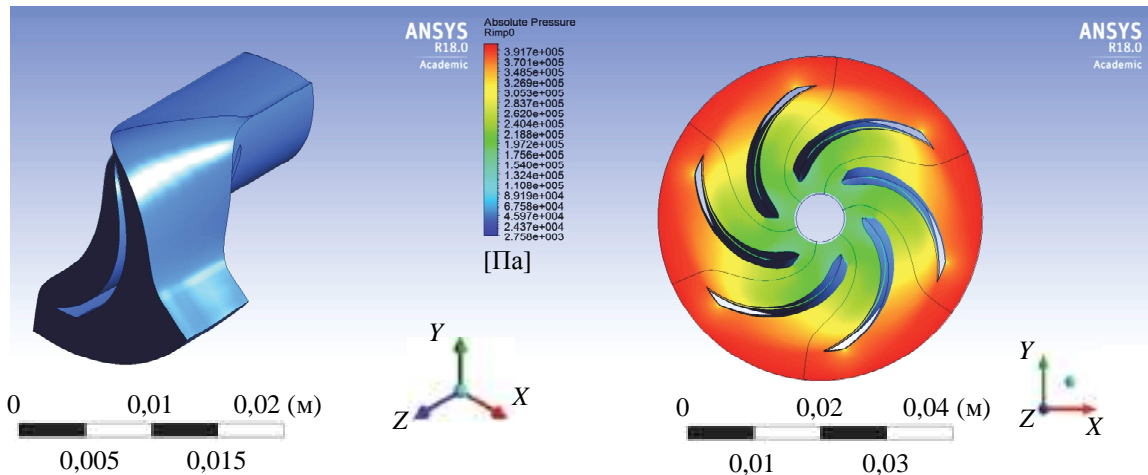


Рис. 2. Геометрия секции проточной части рабочего колеса (а); распределение давления в плоскости рабочего колеса, полученное для оптимизированной модели с выключенной опцией кавитации (б)

Формирование задачи в пре-процессоре CFX связано с использованием турборежима TurboMode, в котором выбран тип гидромашин – насос, ось вращения – ось Z, жидкость – вода, массовый расход через машину 3 кг/с, давление на выходе 300 кПа. Для анализа кавитационных характеристик насоса на панели Details of R1 in Flow Analysis во вкладке Основные настройки (Basic Setting) в поле Определение жидкости и газа (Fluid and Particle Definition) добавлена область «Vapour». Для материала выбраны следующие параметры: водяной пар при  $25^\circ \text{C}$  (Water Vapour at  $25^\circ \text{C}$ ), относительное давление на входе в рабочее колесо (Reference pressure) 100 кПа, модель жидкости (Fluid Models) однородная (Homogeneous). Кавитация задана на вкладке модели жидкости и пара (Fluid pair Models), опция Cavitation. Основной

диаметр пузырьков пара (Main diameter) в уравнении Рэля–Плессета выбран  $2 \cdot 10^{-6}$  м, давление насыщенных паров (Saturation Pressure) при температуре 25 °С 3170 Па. Во входном сечении R1 Inlet определена объемная доля воды (Water-1) и пара (Vapour-0).

**Результаты эксперимента и их обсуждение**

Основные размеры рабочего колеса насоса, спроектированного в Vista PD с учетом характеристик, описанных выше, и способного обеспечить стабильную работу с коэффициентом полезного действия на уровне 80%, представлены в таблице. Кроме того, в ней указаны основные геометрические параметры насосов для двух типов экспериментов.

	$R_{imp}$	$R_{inlet}$	$b$	$l$
Прототип	26,58 мм	7,65	17,47	30,39
Эксперимент 1				
1	20,11	7,60	17,50	19,03
2	30,01			36,28
3	35,12			45,01
4	40,03			53,59
Эксперимент 2				
1	27,35	8,32	14,73	28,52
2			9,57	
3			7,44	
4			5,49	

Таблица. Основные геометрические параметры исследуемых насосов, мм

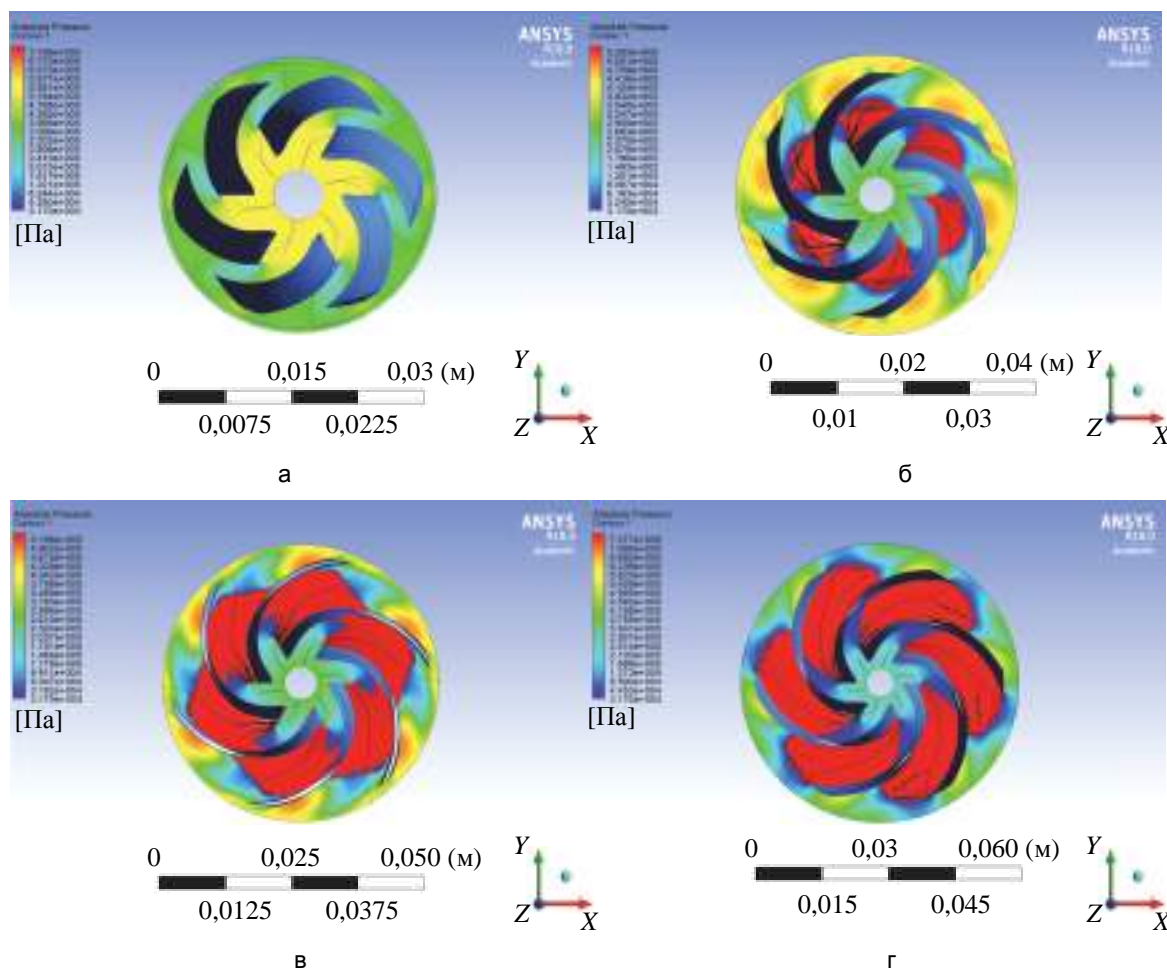


Рис. 3. Контур абсолютных давлений и область кавитации рабочего колеса центробежного насоса различного наружного радиуса  $R_{imp}$ : 20,11 мм (а); 30,01 мм (б); 35,12 мм (в); 40,03 мм (г)

В первой серии экспериментов изменялся  $R_{imp}$  – наружный радиус рабочего колеса, следовательно, и длина лопасти  $l$ . Входной радиус насоса ( $R_{inlet}$ ) и ширина колеса на выходе ( $b$ ) оставались постоянными.

На рис. 3 показаны результаты моделирования рабочего колеса насоса и контур распределения абсолютного давления в его сечении. Красным цветом отмечена область, в которой давление меньше давления насыщенного пара, и в результате кавитации содержание паровой фазы относительно жидкости составляло более 30%.

Уменьшение  $R_{imp}$  по сравнению с оптимальным значением (с 26,58 до 20,11 мм) приводит к изменению поля давления в сечении рабочего колеса, но не вызывает кавитацию (рис. 3, а). Увеличение  $R_{imp}$  (с 26,58 до 30,01 мм) способствует появлению паровой фазы на переднем крае лопасти (рис. 3, б).

Кавитация зарождается вблизи утолщенной части начального участка лопатки. Вследствие его конечной толщины поток жидкости вынужден изменить направление, давление в потоке у центральной точки лопатки повышается, а непосредственно позади нее – падает. Понижение давления в потоке жидкости достигает наибольшего значения на дуге лопатки и, очевидно, не имеет ничего общего с разрежением, вызванным наличием перепада давлений между передней и задней сторонами лопатки. Это разрежение наблюдается уже при малых увеличениях наружного радиуса колеса (рис. 3, б) без кавитации жидкости. Дальнейшее увеличение  $R_{imp}$  способствует большому понижению давления и образованию пузырьков пара во внутреннем изгибе лопатки (рис. 3, в). В результате расширения кавитационной каверны все межлопаточное пространство заполняется паром (рис. 3, г).

Во второй серии экспериментов наружный радиус оставался постоянным, а уменьшалась ширина рабочего колеса на выходе. Зависимость кавитационной области в проточной части насоса от ширины показана на рис. 4.

Сужение сечения проточной области увеличивает падение полного давления за счет поджатия потока. Механизм появления паровой фазы при уменьшении ширины рабочего колеса аналогичен зарождению кавитации при увеличении его наружного радиуса. Вначале давление падает ниже давления насыщенного пара на переднем крае лопатки (рис. 4, а, б). Далее критическое разрежение образуется внутри изгиба лопатки, а в результате объединения этих двух факторов образуется кавитационная каверна, которая способна занимать все межлопаточное пространство и выходить на наружную часть колеса (рис. 4, в, г).

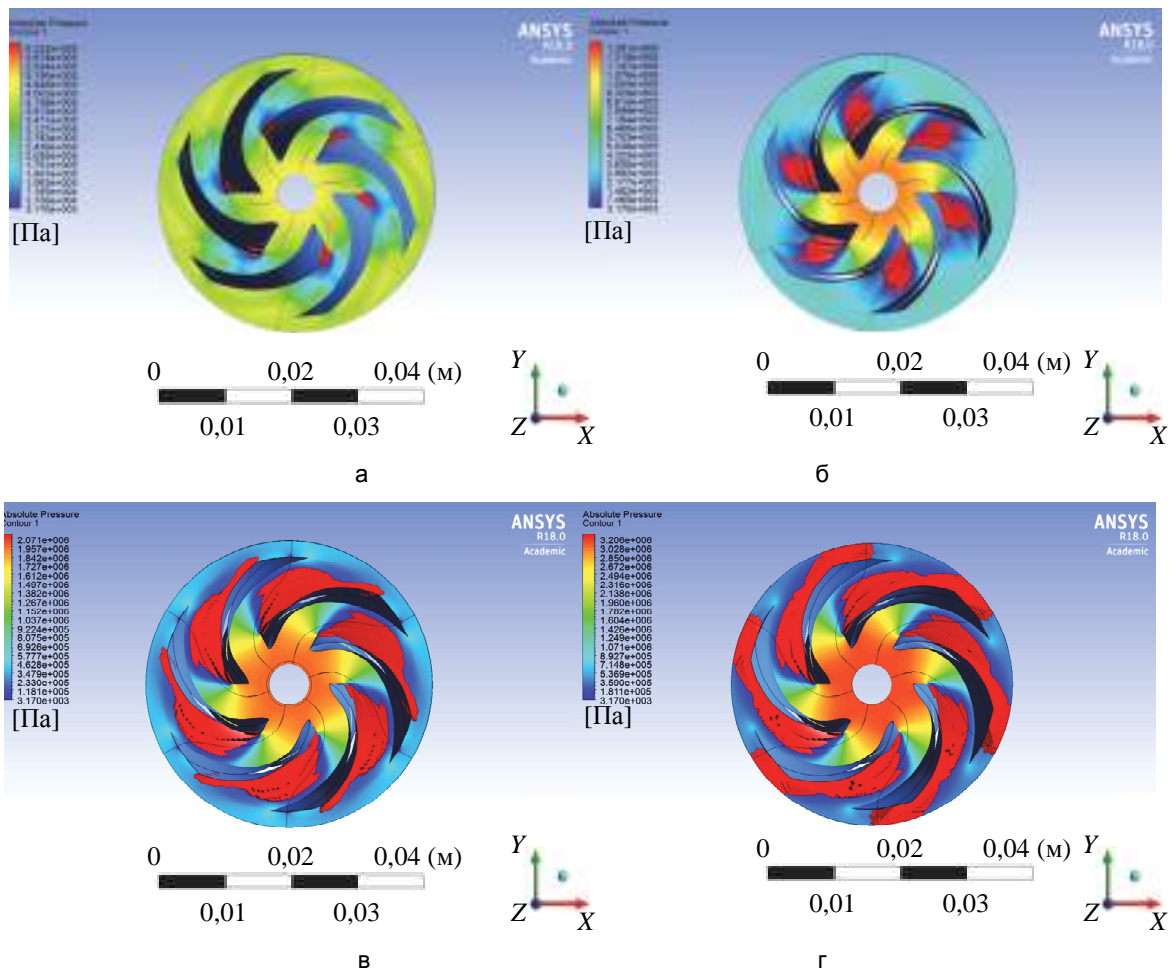


Рис. 4. Контур абсолютных давлений и область кавитации центробежного насоса рабочего колеса различной ширины  $b$ : 14,73 мм (а); 9,57 мм (б); 7,44 мм (в); 5,49 мм (г)

Кавитационный запас  $\Delta h$  насоса зависит от давления во входном патрубке (2), которое, в свою очередь, определяется состоянием всех частей системы. Манометрическое давление в емкости с жидкостью может быть положительным и увеличивать  $\Delta h$ , или отрицательным, если присутствует разрежение. Гидростатическое давление также влияет на кавитационный запас, так как уровень жидкости может быть выше или ниже относительно точки всасывания насоса. Эти факторы определяют процесс зарождения кавитации на входе в насос и зависят от условий его эксплуатации. Исходя из этого, оптимальным решением для повышения кавитационной устойчивости на данный момент считаются дополнительные устройства типа нижних рабочих колес, имеющих больший диаметр входного отверстия, или индукторов, представляющих собой осевое рабочее колесо с высокой удельной скоростью всасывания [27].

Практически срыв работы насоса из-за кавитации связан с несоблюдением допустимой высоты всасывания и превышением разрежения в емкости с жидкостью. Повлиять на другие факторы (атмосферное давление, вязкое трение, давление насыщенных паров) довольно трудно. Однако, если при выполнении всех необходимых условий работы зарождение паровой фазы связано с отклонением в геометрии колеса, то влияние кавитации на работу насоса не всегда носит резко негативный характер. При постоянных значениях частоты вращения и массовом расходе жидкости увеличение наружного радиуса колеса приводило к повышению расчетного значения полного напора насоса. Это влекло за собой увеличение мощности, потребляемой насосом, но КПД оставался на уровне  $80 \pm 3\%$ . Уменьшение ширины рабочего колеса (рис. 4, б, г) вызывало незначительное падение напора насоса (45–36,4 м), что не могло существенно повлиять на его функциональность.

### Заключение

В работе при помощи пакета моделирования ANSYS CFX разработана конструкция рабочего колеса двигателя центробежного насоса с характеристиками, подобными данному типу устройств. Построенная геометрическая модель имеет компактные размеры, обладает правильным распределением давления в сечении колеса, не подвержена кавитации при заданном режиме работы. Увеличение наружного радиуса или уменьшение ширины рабочего колеса в проточной части насоса стимулирует развитие кавитации в межлопастном канале. Кавитация возникает на переднем крае лопатки колеса и распространяется вдоль области образовавшегося в ее внутреннем изгибе разрежения. Выполненный анализ позволил определить, что зарождение кавитации происходит при относительном изменении линейных размеров более  $\epsilon_{\min} = 12\%$  от их начального значения, а полное заполнение межлопаточного пространства насоса газопаровой фазой заканчивается при  $\epsilon_{\max} = 50\%$ .

Подобное изменение геометрии центробежного насоса позволяет использовать его как устройство, способное генерировать кавитацию в перекачиваемой им жидкости. Таким образом, уже на этапе перемещения потока возможна существенная интенсификация многих химико-технологических процессов в жидкостях за счет кавитационного воздействия.

### Литература

1. Родионов В.П. Струйная суперкавитационная эрозия. Краснодар: КубГТУ, 2005. 223 с.
2. Haworth K.J., Raymond J.L., Radhakrishnan K. et al. Trans-stent B-mode ultrasound and passive cavitation imaging // *Ultrasound in Medicine and Bbiology*. 2016. V. 42. N 2. P. 518–527. doi: 10.1016/j.ultrasmedbio.2015.08.014
3. Zarnitsyn V., Rostad C.A., Prausnitz M.R. Modeling transmembrane transport through cell membrane wounds created by acoustic cavitation // *Biophysical Journal*. 2008. V. 95. N 9. P. 4124–4138. doi: 10.1529/biophysj.108.131664
4. Sinden D. Modelling cavitation in liver tissue under high-intensity focused ultrasound // *British Applied Mathematics Colloquium*. Birmingham. 2011.
5. Промтов М.А. Перспективы применения кавитационных технологий для интенсификации химико-технологических процессов // *Вестник ТГТУ*. 2008. Т. 14. № 4. С. 861–869.
6. Sheng H.-Z., Zhang Z.-P., Wu C.-K. Study of atomization and micro-explosion of water-in-diesel fuel emulsion droplets in spray within a high temperature, high pressure bomb // *International Symposium COMODIA*. 1990. P. 275–280.
7. Seifi M.R., Hassan-Beygi S.R., Ghobadian B., Desideri U., Antonelli M. Experimental investigation of a diesel engine power, torque and noise emission using water-diesel emulsions // *Fuel*. 2016. V. 166. N 15. P. 392–399. doi: 10.1016/j.fuel.2015.10.122
8. Fahd M.E.A., Wenming Y., Lee P.S., Chou S.K., Yap C.R. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water

### References

1. Rodionov V.P. *Jet Super Cavitation Erosion*. Krasnodar, KubGTU Publ., 2005, 223 p. (In Russian)
2. Haworth K. J., Raymond J. L., Radhakrishnan K. et al. Trans-stent B-mode ultrasound and passive cavitation imaging. *Ultrasound in Medicine and Biology*, 2016, vol. 42, no 2, pp. 518–527. doi: 10.1016/j.ultrasmedbio.2015.08.014
3. Zarnitsyn V., Rostad C. A., Prausnitz M. R. Modeling transmembrane transport through cell membrane wounds created by acoustic cavitation. *Biophysical Journal*, 2008, vol. 95, no. 9, pp. 4124–4138. doi: 10.1529/biophysj.108.131664
4. Sinden D. Modelling cavitation in liver tissue under high-intensity focused ultrasound. *British Applied Mathematics Colloquium*. Birmingham, 2011.
5. Promtov M.A. Prospects of cavitation technologies application for intensification of chemical technological processes. *Transactions of the TSTU*, 2008, vol. 14, no. 4, pp. 861–869. (In Russian)
6. Sheng H.-Z., Zhang Z.-P., Wu C.-K. Study of atomization and micro-explosion of water-in-diesel fuel emulsion droplets in spray within a high temperature, high pressure bomb. *International Symposium COMODIA*, 1990, pp. 275–280.
7. Seifi M.R., Hassan-Beygi S.R., Ghobadian B., Desideri U., Antonelli M. Experimental investigation of a diesel engine power, torque and noise emission using water-diesel emulsions. *Fuel*, 2016, vol. 166, no 15. pp. 392–399. doi: 10.1016/j.fuel.2015.10.122
8. Fahd M.E.A., Wenming Y., Lee P.S., Chou S.K., Yap C.R. Experimental investigation of the performance and emission



- emulsion diesel under varying engine load condition // *Applied Energy*. 2013. V. 102. P. 1042–1049. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.06.041
9. Spiridonov E.K. Characteristics and calculation of cavitation mixers // *Procedia Engineering*. 2015. V. 129. P. 446–450. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.148
  10. Кулагин В.А., Грищенко Е.П. Гидрогазодинамика: учеб. пособие. Красноярск: ИПК СФУ, 2009. 278 с.
  11. Cehovin M., Medic A., Scheideler J. et al. Hydrodynamic cavitation in combination with the ozone, hydrogen peroxide and the UV-based advanced oxidation processes for the removal of natural organic matter from drinking water // *Ultrasonics Sonochemistry*. 2017. V. 37. P. 394–404. doi: 10.1016/j.ultsonch.2017.01.036
  12. Mishra K.P., Gogate P.R. Intensification of degradation of Rhodamine B using hydrodynamic cavitation in the presence of additives // *Separation and Purification Technology*. 2010. V. 75. N 3. P. 385–391. doi: 10.1016/j.seppur.2010.09.008
  13. Sarc A., Stepisnik-Perdih T., Petkovsek M., Dular M. The issue of cavitation number value in studies of water treatment by hydrodynamic cavitation // *Ultrasonics Sonochemistry*. 2017. V. 34. P. 51–59. doi: 10.1016/j.ultsonch.2016.05.020
  14. Joshi R.K., Gogate P.R. Degradation of dichlorvos using hydrodynamic cavitation based treatment strategies // *Ultrasonics Sonochemistry*. 2012. V. 19. N 3. P. 532–539. doi: 10.1016/j.ultsonch.2011.11.005
  15. Petkovsek M., Zupanc M., Dular M. et al. Rotation generator of hydrodynamic cavitation for water treatment // *Separation and Purification Technology*. 2013. V. 118. P. 415–423. doi: 10.1016/j.seppur.2013.07.029
  16. Petkovsek M., Mlakar M., Levstek M. et al. A novel rotation generator of hydrodynamic cavitation for waste-activated sludge disintegration // *Ultrasonics Sonochemistry*. 2015. V. 26. P. 408–414. doi: 10.1016/j.ultsonch.2015.01.006
  17. Валюхов С.Г., Кретинин А.В., Галдин Д.Н., Баранов С.С. Оптимизационное проектирование проточной части магистрального нефтяного насоса с использованием TURBO инструментов ANSYS // *Насосы. Турбины. Системы*. 2015. Т. 14. № 1. С. 56–68.
  18. ANSYS CFX. Computer simulation helps design more efficient water pumps // *World Pumps*. 2004. N 453. P. 32–34. doi: 10.1016/S0262-1762(04)00228-7
  19. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model // *European Journal of Mechanics - B/Fluids*. 2017. V. 61. N 2. P. 263–270. doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001
  20. Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Расчетное определение кавитационных характеристик центробежных насосов // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2011. Т. 13. №1-2. С. 411–414.
  21. Алексеев Д.П., Кузьмин А.В., Чулюнин А.Ю. Численное моделирование кавитации в центробежном насосе // *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. Т. 24. № 5. С. 121–125.
  22. Wursthorn S. Numerische Untersuchung kavitierender Strömungen in einer Modellkreiselpumpe. Karlsruhe, 2001. 185 p.
  23. Chen Y., Heister S.D. Two-phase modeling of cavitated flows // *Computers & Fluids*. 1995. V. 24. N 7. P. 799–809. doi: 10.1016/0045-7930(95)00017-7
  24. Константинов С.Ю. Методики аналитического и численного расчета гидравлических характеристик и конструктивных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2015. 131 с.
  25. Смородов Е.А., Галиахметов Р.Н., Ильгамов М.А. Физика и химия кавитации. М.: Наука, 2008. 226 с.
  26. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд., перераб. / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
  27. Askew J.R. Centrifugal pumps: avoiding cavitation // *World Pumps*. 2011. N 7-8. P. 34–39. doi: 10.1016/S0262-1762(11)70207-3
  - characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition. *Applied Energy*, 2013, vol. 102, pp. 1042–1049. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.06.041
  9. Spiridonov E.K. Characteristics and Calculation of Cavitation Mixers. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 129, pp. 446–450. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.148.
  10. Kulagin V.A. Grishchenko E.P. *Hydro and Gas Dynamics: Textbook*. Krasnoyarsk, IPK SFU Publ., 2009, 278 p. (In Russian)
  11. Cehovin M., Medic A., Scheideler J. et al. Hydrodynamic cavitation in combination with the ozone, hydrogen peroxide and the UV-based advanced oxidation processes for the removal of natural organic matter from drinking water. *Ultrasonics Sonochemistry*, 2017, vol. 37, pp. 394–404. doi: 10.1016/j.ultsonch.2017.01.036
  12. Mishra K.P., Gogate P.R. Intensification of degradation of Rhodamine B using hydrodynamic cavitation in the presence of additives. *Separation and Purification Technology*, 2010, vol. 75, no. 3, pp. 385–391. doi: 10.1016/j.seppur.2010.09.008
  13. Sarc A., Stepisnik-Perdih T., Petkovsek M., Dular M. The issue of cavitation number value in studies of water treatment by hydrodynamic cavitation. *Ultrasonics Sonochemistry*, 2017, vol. 34, pp. 51–59. doi: 10.1016/j.ultsonch.2016.05.020.
  14. Joshi R.K., Gogate P.R. Degradation of dichlorvos using hydrodynamic cavitation based treatment strategies. *Ultrasonics Sonochemistry*, 2012, vol. 19, no. 3, pp. 532–539. doi: 10.1016/j.ultsonch.2011.11.005
  15. Petkovsek M., Zupanc M., Dular M. et al. Rotation generator of hydrodynamic cavitation for water treatment. *Separation and Purification Technology*, 2013, vol. 118, no. 3, pp. 415–423. doi: 10.1016/j.seppur.2013.07.029
  16. Petkovsek M., Mlakar M., Levstek M. et al. A novel rotation generator of hydrodynamic cavitation for waste-activated sludge disintegration. *Ultrasonics Sonochemistry*, 2015, vol. 26, pp. 408–414. doi: 10.1016/j.ultsonch.2015.01.006
  17. Valyuhov S.G., Kretinin A.V., Galdin D.N., Baranov S.S. Optimising design of the flowing part of the main oil pump with use of TURBO of the ANSYS tools. *Pumps. Turbines. Systems*, 2015, vol. 14, no. 1, pp. 56–68. (In Russian)
  18. ANSYS CFX. Computer simulation helps design more efficient water pumps. *World Pumps*, 2004, no. 453, pp. 32–34. doi: 10.1016/S0262-1762(04)00228-7
  19. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 2017, vol. 61, part 2, pp. 263–270. doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001
  20. Aleksensky V.A., Zharkovsky A.A., Pugachev P.V. Calculation definition of centrifugal pumps cavitation characteristics. *Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2011, vol. 13, no. 1-2, pp. 411–414. (In Russian)
  21. Alekseev D.P., Kuzmin A.V., Chulyunin A.Yu. Numerical simulation of cavitation in centrifugal pump. *International Research Journal*, 2014, vol. 24, no. 5, pp. 121–125. (In Russian)
  22. Wursthorn S. *Numerische Untersuchung kavitierender Strömungen in einer Modellkreiselpumpe*. Karlsruhe, 2001, 185 p.
  23. Chen Y., Heister S.D. Two-phase modeling of cavitated flows. *Computers & Fluids*, 1995, vol. 24, no. 7, pp. 799–809. doi: 10.1016/0045-7930(95)00017-7
  24. Konstantinov S.Yu. *Methods of Analytical and Numerical Calculation of Hydraulic Characteristics and Design Parameters of Jet-Cavitational Flow Stabilizer*. Dis. PhD Eng. Sci. Ufa, 2015, 131 p. (In Russian)
  25. Smorodov E.A., Galiahetmetov R.N., Il'gamov M.A. *Physics and Chemistry of Cavitation*. Moscow, Nauka Publ., 2008, 226 p. (In Russian)
  26. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. *Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982, 423 p. (In Russian)
  27. Askew J.R. Centrifugal pumps: avoiding cavitation. *World Pumps*, 2011, no. 7-8, pp. 34–39. doi: 10.1016/S0262-1762(11)70207-3

### Авторы

**Уколов Алексей Иванович** – кандидат физико-математических наук, доцент, Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, 298309, Российская Федерация, ukolov\_aleksei@mail.ru

**Родионов Виктор Петрович** – доктор технических наук, профессор, профессор, Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, 350072, Российская Федерация, vik-rodio@yandex.ru

**Старовойтов Павел Петрович** – студент, Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, 298309, Российская Федерация, tornzaz@gmail.com

### Authors

**Aleksey I. Ukolov** – PhD, Associate Professor, Kerch State Marine Technological University, Kerch, 298309, Russian Federation, ukolov\_aleksei@mail.ru

**Victor P. Rodionov** – D.Sc., Full Professor, Kuban State Technological University, Krasnodar, 350072, Russian Federation, vik-rodio@yandex.ru

**Pavel P. Starovoitov** – student, Kerch State Marine Technological University, Kerch, 298309, Russian Federation, tornzaz@gmail.com