

УДК 532.5.032+532.516.5+532.574.7+532.528+532.582.32

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННОГО ОБТЕКАНИЯ ГИДРОКРЫЛА NACA0015

**Сентябов Андрей Васильевич**<sup>1,2,3</sup>,  
sentyabov\_a\_v@mail.ru

**Тимошевский Михаил Викторович**<sup>1,2</sup>,  
timoshevskiy.mv@gmail.com

**Первунин Константин Сергеевич**<sup>1,2</sup>,  
pervunin@itp.nsc.ru

**Гаврилов Андрей Анатольевич**<sup>1,2,3</sup>,  
gavand@yandex.ru

**Маркович Дмитрий Маркович**<sup>1,2,4</sup>,  
dmark@itp.nsc.ru

**Дектерёв Александр Анатольевич**<sup>1,2,3</sup>,  
dekterev@mail.ru

<sup>1</sup> Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук, Россия, 630090, г. Новосибирск, пр. Ак. Лаврентьева, 1.

<sup>2</sup> Новосибирский национальный исследовательский государственный университет, Россия, 630090, г. Новосибирск, ул. Пирогова, 2.

<sup>3</sup> Сибирский федеральный университет, Россия, 660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 79.

<sup>4</sup> Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Одним из основных возобновляемых источников энергии являются гидроэнергетические ресурсы, используемые для выработки электрической энергии на гидроэлектростанциях. Существенную научную и техническую проблему для проектирования оборудования гидроэлектростанций представляет собой кавитация, обусловленная большими скоростями течения воды вблизи лопастей рабочего колеса. Появление кавитации характерно и для других турбомашин, насосов, гидравлического оборудования, движителей судов и т. д. Кавитация приводит к снижению энергетической эффективности и повышенному износу оборудования. Потребности моделирования турбулентного обтекания лопастных систем, работа которых сопровождается кавитацией, требуют развития современных численных методов, способных с приемлемой точностью предсказывать возникновение кавитации и описывать динамику течения.

**Цель работы:** исследование кавитационного течения в окрестности модельного гидропрофиля NACA0015 с помощью экспериментальных и численных методов, сопоставление результатов моделирования с данными измерений, анализ влияния модели турбулентности на результаты расчета течения в пограничном слое со стороны разрежения гидрокрыла.

**Методы исследования.** Пространственная структура и динамика кавитационных каверн изучалась с помощью высокоскоростной визуализации, по данным которой также производилась оценка интегральных параметров каверн. Двумерные распределения средней скорости и турбулентных характеристик вблизи гидрокрыла были получены методом анемометрии по изображениям частиц (PIV) как в одно- (некавитирующих), так и в двухфазных (кавитирующих) течениях. При численном моделировании течений использовались методы вычислительной гидродинамики, основанные на решении уравнений Рейнольдса для турбулентного течения с помощью метода контрольного объема на трехмерной сетке из гексаэдральных ячеек. Учет дисперсной фазы (кавитационных пузырей и их скоплений) производился путем решения уравнения переноса доли пара. Турбулентность описывалась с помощью двухпараметрической модели  $k-\omega$  SST, дифференциальной модели переноса рейнольдсовых напряжений (RSM) и метода моделирования отсоединенных вихрей (DES).

**Результаты.** В экспериментах был получен полный набор данных, позволяющих проводить прямой анализ результатов измерений и численного моделирования, а также сравнение расчетных моделей между собой. Выполненные расчеты показали, что даже в случае небольшой паровой каверны за передней кромкой гидропрофиля для корректного описания присоединения потока к поверхности ниже по течению требуется привлечение метода замыкания второго порядка – дифференциальной модели переноса рейнольдсовых напряжений. Когда размер каверны становится большим, нестационарность потока является определяющим фактором турбулентного переноса. Моделирование с использованием вихреразрешающих методов позволило выявить периодическую динамику паровой каверны на низких частотах. Присоединение потока за каверной в нестационарном случае также лучше предсказывается моделью переноса рейнольдсовых напряжений.

### **Ключевые слова:**

Гидроэлектростанция, кавитация, частичные парогазовые каверны, нестационарность, гидрокрыло, NACA0015, турбулентность, высокоскоростная визуализация, PIV, численное моделирование, RSM, DES.

## Введение

Одним из наиболее востребованных и энергоемких возобновляемых источников энергии являются естественные мощные потоки воды, например полноводные реки и реки с большим перепадом высот, на которых преимущественно и строятся классические плотинные гидроэлектростанции. Высокие скорости течения в проточных трактах гидротурбин приводят к появлению кавитации, развитию нестационарных явлений и механическому износу рабочих механизмов и конструкций, что негативным образом сказывается на их эффективности и безопасности. Кавитация, возникающая со стороны разрежения лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата турбомашин, серьезно снижает гидравлические характеристики гидроагрегатов и приводит к эрозионному износу поверхности их элементов [1, 2]. Появление паровой каверны в значительной степени изменяет структуру всего течения, модифицируя пограничный слой, приводя к возникновению отрывных зон и, как следствие, развитию крупномасштабных нестационарностей, которые определяют турбулентный перенос импульса и распределение паровой фазы в потоке в различные моменты времени. Таким образом, кавитация существенно усложняет задачу моделирования турбулентных течений, так как распространенные простые и малозатратные с точки зрения вычислительных ресурсов инженерные модели турбулентности не позволяют в полной мере и с приемлемой точностью описывать данный вид течений, поскольку разрабатываются и калибруются на относительно простых сдвиговых течениях. Соответственно, при моделировании кавитирующих течений необходимо учитывать изменение параметров паровой каверны в динамике. Это, в свою очередь, требует применения нестационарных методов расчета, таких как URANS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier–Stokes Equations, т. е. нестационарные усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса) или гибридных – RANS/LES (Large Eddy Simulation, т. е. метод моделирования крупных вихрей), позволяющих явно разрешать крупномасштабные нестационарные процессы. В то же время турбулентный пограничный слой, будучи изначально квазидвумерным, подвергается действию трехмерных эффектов из-за наличия каверны и, как следствие, может сильно отличаться от однофазного случая. Так, вследствие образования каверны и инициирования ею отрыва ниже по потоку может наблюдаться сильная анизотропия турбулентных напряжений. Данное обстоятельство можно корректно учесть в семействе дифференциальных моделей переноса рейнольдсовых напряжений (RSM – Reynolds Stress Model), которые до настоящего времени еще не получили такого широкого распространения, как двухпараметрические модели турбулентности ( $k$ - $\varepsilon$  и  $k$ - $\omega$ ). Еще более перспективными являются нестационарные расчеты с ис-

пользованием данного подхода [3], которые, однако, являются весьма требовательными к вычислительным ресурсам.

Вообще говоря, существующие методы моделирования кавитирующих течений достаточно разнообразны. Однако до сих пор не существует универсального подхода, который одинаково хорошо описывал бы все кавитационные явления. В настоящее время наиболее широкое распространение получили модели, в которых двухфазная система рассматривается как сплошная среда, состоящая из двух компонент (жидкости и пара) и имеющая непрерывное распределение плотности. Свойства такой двухфазной смеси пространственно неоднородны и зависят от локального значения объемной доли пара. С другой стороны, с прикладной точки зрения кавитация наилучшим образом описывается моделями квазигомогенной двухфазной среды, в которых рассматриваются процессы образования пара, его переноса и конденсации, с помощью которых можно отслеживать изменение неравновесного состояния двухфазной системы во времени. В основе этих моделей лежит уравнение переноса объемной или массовой доли одной из фаз, включающее источниковое слагаемое, которое описывает испарение и конденсацию. Соотношения, связывающие скорость массообмена между фазами с параметрами течения, суть модель кавитации. Скорость паровой фазы в уравнениях переноса, как правило, считается равной скорости смеси. Это справедливо, поскольку парообразование и конденсация пара – быстротекающие, в сравнении с характерными временами задачи, процессы.

Все модели кавитации, в основе которых лежит уравнение переноса, можно разделить на два основных класса в соответствии с тем, какой фактор определяет термодинамически неравновесное состояние двухфазной системы. В моделях первого типа принимается, что давление пара, так же как и давление жидкости на границе паровой каверны, равно локальному осредненному давлению среды и отличается от давления насыщенного пара. Причиной неравновесности является конечная (пусть и большая по сравнению с другими процессами) скорость испарения и/или конденсации пара, определяемая молекулярно-кинетическими процессами на границе раздела фаз. К этой группе относятся популярные модели Kunz et al. [4] и Merkle et al. [5]. Их особенностью является применение двух разных стратегий для моделирования образования и конденсации паровой фазы. Модели второго типа основаны на решении уравнения Рэлея–Плессета, описывающего динамику размера одиночного парового пузырька [6]. При их построении уравнение Рэлея–Плессета упрощается и принимается, что каждый пузырек в области кавитации расширяется или схлопывается так же, как одиночный пузырек в неограниченном объеме жидкости, а давление на бесконечном удалении от пузырька равно локальному осредненному давлению.

нию. При этом пар в пузырьке считается насыщенным, и, следовательно, равновесие между процессами испарения и конденсации считается установившимся. Между тем давление паровой фазы отличается от локального осредненного давления среды.

Модели обеих групп требуют для своего завершения и однозначного формулирования привлечения некоторых эмпирических соображений. Для первой группы неопределенной остается удельная поверхность контакта фаз, для второй – средний радиус кавитационных пузырьков либо распределение пузырьков по размерам. Так, в модели Singhal [7, 8], относящейся ко второму классу, средний радиус пузырьков берется равным максимально возможному размеру, который определяется соотношением сил гидродинамического сопротивления и поверхностного натяжения. На практике в зависимости от решаемой задачи эмпирические коэффициенты в моделях кавитации могут иметь значения, отличные от используемых при их формулировке. Например, в [9] показано, что три разных модели, коэффициенты которых были адаптированы по экспериментальным данным, дают достаточно близкие результаты и обеспечивают примерно одинаковую точность при решении задачи о развитии пленочной кавитации на гидропрофиле. Это связано с тем, что локальная концентрация пара устанавливается достаточно быстро в независимости от модели кавитации, так как характерное время массообмена, которое можно оценить по радиусу пузырька, для задач кавитационного обтекания гидропрофиля много меньше характерных гидродинамических временных масштабов, таких как время обтекания, период срыва вихрей и время жизни энергонесущих вихрей. Тем самым объясняется то обстоятельство, что столь разные модели дают качественно схожие результаты.

Помимо массообмена (испарения и конденсации) большую роль в технологических процессах, сопровождающихся кавитацией, играет турбулентный перенос. Моделирование турбулентности в таких течениях критически важно из-за сложной трехмерной структуры, отрывов и присоединения потока, нестационарности течения и т. д. В данной статье проводится анализ результатов численного моделирования кавитационного обтекания гидрокрыла NACA0015 [10, 11] моделями турбулентности различного уровня в сравнении с экспериментальными данными: двухпараметрической моделью  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport), дифференциальной моделью переноса рейнольдсовых напряжений (RSM) и методом моделирования отсоединенных вихрей (DES). Основной акцент сделан на исследованиях влияния паровой каверны на развитие турбулентного пограничного слоя со стороны разрежения гидропрофиля.

### Описание эксперимента

Экспериментальные исследования проводились на кавитационном стенде Института теплофизики СО РАН, подробное описание которого дано в [12]. Рабочий канал стенда длиной 1,3 м и поперечным сечением  $a \times b = 80 \times 250$  мм был оснащен смотровыми окнами для проведения визуальных наблюдений. Перед рабочим каналом располагался конфузور длиной 790 мм, профилированный полиномом четвертой степени. Степень поджатия конфузора (отношение площади входного к площади выходного сечения) составляла 16. Начальный уровень турбулентности на входе в рабочий канал  $\tilde{u}_0/U_0$  не превышал 1 %. На входе и выходе рабочего канала производился контроль статического давления: отверстие для отбора давления для датчика  $P_1$  находилось на расстоянии 80 мм от входного сечения, для датчика  $P_2$  – на расстоянии 70 мм от выходного сечения. Отверстия для отбора давления обоих датчиков располагались в центральном поперечном сечении рабочего канала на большей его стороне. За рабочим каналом следовал диффузор с углом раскрытия  $3,5^\circ$  на меньшую сторону (а) и параллельными стенками на большую сторону (b).

Объектом исследования выступало гидрокрыло серии NACA0015 с длиной хорды  $C=100$  мм, изготовленное из латуни со средним уровнем шероховатости 1,5 мкм. Согласно номенклатуре данной серии профиль крыла NACA00xx является симметричным и описывается формулой:

$$y_f(x_f) = 5t_f C \left[ \begin{array}{l} 0,2969\sqrt{\frac{x_f}{C}} - 0,1260\left(\frac{x_f}{C}\right) - \\ -0,3516\left(\frac{x_f}{C}\right)^2 + 0,2843\left(\frac{x_f}{C}\right)^3 - \\ -0,1036\left(\frac{x_f}{C}\right)^4 \end{array} \right],$$

где  $x_f$  – расстояние от передней кромки вдоль главной хорды;  $y_f$  – полуширина крыла при данном  $x_f$ ;  $t_f$  – отношение максимальной ширины крыла к длине главной хорды  $C$ . Последние две цифры номенклатуры выражают  $t_f$  в процентах, то есть для NACA0015  $t_f=0,15$ . Гидрокрыло крепилось консольным образом к большей стенке рабочего канала. Ось крепления и вращения проходила через геометрический центр гидропрофиля и была расположена по центру канала на расстоянии 770 мм от его входа.

В качестве рабочей жидкости была использована дистиллированная вода. Дегазация воды с целью уменьшения концентрации растворенного в ней воздуха не проводилась. Число Рейнольдса  $Re$ , рассчитанное по среднерасходной скорости тече-



ния  $U_0$  и хорде гидрокрыла  $C$ , изменялось в пределах  $1...8 \cdot 10^6$ . Среднерасходная скорость определялась как  $U_0 = Q / (a \times b)$ , где  $Q$  – объемный расход жидкости. Для определения значения расхода  $Q$  проводились измерения средней скорости течения методом PIV в центральном сечении рабочего канала на расстоянии порядка  $1C$  вверх по потоку от передней кромки гидрокрыла, которые затем усреднялись по всему сечению. Расход  $Q$  рассчитывался как произведение получившейся среднерасходной скорости и площади сечения рабочего канала:  $S = a \times b = 0,02 \text{ м}^2$ . Число кавитации – безразмерный параметр, характеризующий режим кавитационного обтекания и являющийся отношением разницы статического давления на входе в рабочий канал и давления насыщенных паров воды к напору потока:  $\sigma = (p_1 - p_{\text{vap}}) / (\rho U_0^2 / 2)$ , где  $\rho$  – плотность воды,  $p_1$  – значение давления на входе в рабочий канал, измеренное датчиком  $P_1$ ,  $p_{\text{vap}}$  – давление насыщенных паров воды.

Скорость течения измерялась методом анемометрии по изображениям частиц (Particle Image Velocimetry – PIV) в сечении, проходящем через центральную продольную плоскость рабочего канала вдоль большей его стороны. Толщина лазерного «ножа», сформированного цилиндрической линзой, составляла около  $0,8 \text{ мм}$ . Размер измерительной области был примерно  $124 \times 124 \text{ мм}$ . Для проведения PIV-измерений в поток добавлялись трассеры, покрытые флуоресцентным красителем (средний размер  $10 \text{ мкм}$ , диапазон длин волн излучения  $550...700 \text{ нм}$ ). Для улучшения качества регистрируемых изображений перед расчетом полей скорости исходные данные последовательно подвергались двум процедурам предварительной обработки: вычит среднего поля интенсивности и маскирование. При расчете полей скорости учитывалась локальная концентрация трассеров. Валидация рассчитанных векторных полей осуществлялась поочередно тремя процедурами: валидация по соотношению сигнал/шум, адаптивная медианная фильтрация и кластерная валидация. Более подробное описание условий применения метода PIV и параметров обработки данных дано в [12]. В результате проведенных измерений были получены пространственные распределения средней скорости и турбулентных характеристик течения в области над крылом (со стороны разрежения).

#### Описание расчетной модели

Моделирование кавитирующего течения вблизи гидрокрыла NACA0015 осуществлялось в программном пакете Ansys Fluent и было основано на решении трехмерных уравнений Рейнольдса, описывающих турбулентное течение несжимаемой жидкости, с помощью метода контрольного объема в переменных скорость–давление. Для моделирования кавитации к уравнениям Рейнольдса добавляется уравнение переноса доли пара. Свойства двухфазной смеси зависят от локального значения

объемной доли пара  $\alpha_v$ , в частности ее плотность  $\rho$  определяется как плотность двухкомпонентной среды через плотности отдельных фаз:

$$\rho = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_L,$$

где  $\rho_v$  и  $\rho_L$  – плотности пара и жидкости соответственно. Уравнение переноса объемной доли пара имеет вид

$$\frac{\partial(\rho \alpha_v)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{v} \alpha_v) = R_e - R_c,$$

где  $\mathbf{v}$  – вектор скорости,  $t$  – время, а в правой части находятся объемные скорости испарения ( $R_e$ ) и конденсации ( $R_c$ ). Для определения последних применялась модель Zwart–Gerber–Belamri [13], основанная на упрощенном уравнении Рэлея–Плессета. В ней скорости парообразования и конденсации обратно пропорциональны среднему радиусу кавитационных зародышей  $R_0$ , который принимается постоянным:

$$R_e = F^v \frac{3(1 - \alpha_v) \alpha_{nuc} \rho_v}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_{\text{vap}} - p|}{\rho_L}}, \quad p_{\text{vap}} < p,$$

$$R_c = F^c \frac{3 \alpha_v \rho_v}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_{\text{vap}} - p|}{\rho_L}}, \quad p_{\text{vap}} > p,$$

где  $\alpha_{nuc}$  – объемная доля зародышей;  $F^c$  и  $F^v$  – эмпирические константы;  $R_0$  – радиус зародышей;  $p$  – давление. Для решения задач настоящего исследования были взяты следующие параметры: радиус зародышей  $R_0 = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ , объемная доля зародышей  $\alpha_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$ , значения констант  $F^c = 0,01$ ,  $F^v = 50,0$ .

Расчетная область представляла собой часть рабочего канала длиной  $1150 \text{ мм}$ . Вход в расчетную область был расположен на расстоянии  $690 \text{ мм}$  вверх по потоку от геометрического центра крыла, что соответствовало положению датчика давления  $P_1$ . Выход из расчетной области совпадал с положением датчика давления  $P_2$  (рис. 1). Высота и ширина расчетной области были, соответственно, равны высоте и ширине рабочего канала:  $b = 250 \text{ мм}$  и  $a = 80 \text{ мм}$ . Направление осей также указано на рис. 1. Угол наклона хорды гидрокрыла к направлению течения (к оси  $x$ ) составлял  $\alpha = 3^\circ$  (угол атаки).

Расчетная сетка состояла из 3 млн гексаэдральных ячеек (рис. 2). Вблизи крыла был выделен пристеночный слой со сгущением узлов сетки к поверхности, а в остальной области течения была выбрана более разреженная блочно-структурированная сетка С-типа со сгущением узлов в области следа за крылом. Безразмерное расстояние от поверхности гидрокрыла до первого расчетного узла составляло  $y^+ \sim 1$ , то есть пограничный слой разрешался полностью, включая вязкий подслой. Поперек направления течения (по ширине рабочего канала) расчетная сетка была разбита на 30 ячеек со сгущением узлов к боковым стенкам канала, на которых использовались стандартные пристеночные функции. На входе в расчетную область задавались распределения компонент средней скоро-

сти и турбулентных характеристик, которые были получены из расчета потока на предшествующем участке гидравлического контура, включающем в себя конфузور и часть рабочего канала (рис. 3). Для расчетов на этом участке была взята расчетная сетка структурированного типа из 16,5 тыс. гексаэдральных ячеек. На выходе из расчетной области фиксировалось абсолютное статическое давление, соответствовавшее измеряемому датчиком  $P_2$  давлению на стенке (рис. 1). Свойства рабочей жидкости, в соответствии с условиями эксперимента, были взяты при температуре 30 °С (табл. 1).

В настоящей работе применялись две RANS-модели турбулентности, а именно  $k-\omega$  SST [14] и дифференциальная модель переноса рейнольдсовых напряжений (RSM) на основе уравнения для удельной скорости диссипации турбулентной энергии  $\omega$  [15] в стационарном и нестационарном вариантах, а также метод моделирования отсоединенных вихрей (DES) на основе модели  $k-\omega$  SST [16]. Выбор модели RSM был обусловлен тем обстоятельством, что в данном CFD-пакете только модель на основе уравнения для  $\omega$  позволяет рассчитывать турбулентный пограничный слой с разрешением вязкого подслоя ( $y^+ \sim 1$ ).

Связь полей скорости и давления осуществлялась с помощью процедуры SIMPLEC (Semi-Impli-

cit Method for Pressure-Linked Equations Consistent, т. е. полунейвный метод для связанных давлением уравнений, согласованный [17–19]). Для аппроксимации конвективных членов в уравнении переноса импульса применялась противопоточная схема второго порядка для методов RANS и ограниченная центрально-разностная схема второго порядка для метода DES, а для уравнений переноса турбулентных характеристик и доли пара – противопоточная схема первого порядка. Нестационарные расчеты проводились с шагом по времени  $10^{-4}$  с, что соответствует максимальному числу Куранта  $C_{CFL} < 10$  и примерно в 70 раз меньше пролетного времени  $C/U_0$ . Аппроксимация по времени осуществлялась с помощью неявной схемы первого порядка.

**Таблица 1.** Свойства рабочей жидкости (дистиллированная вода)

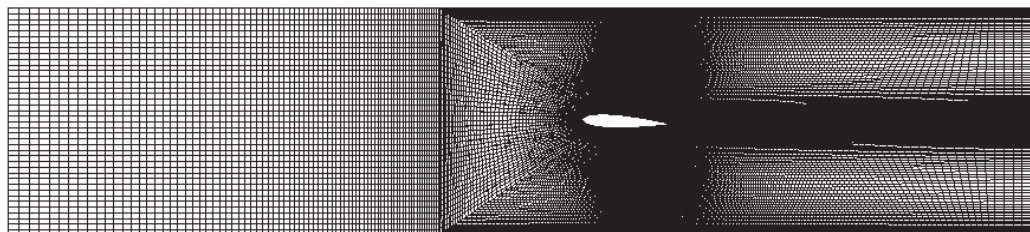
**Table 1.** Properties of the operating liquid (distilled water)

Давление насыщенных паров Saturated vapor pressure	$p_{\text{пар}}$ , кПа (kPa)	4,2
Плотность Density	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> (kg/m <sup>3</sup> )	995,6
Динамическая вязкость Dynamic viscosity	$\mu$ , Па·с (Pa·s)	$0,79 \cdot 10^{-3}$



**Рис. 1.** Схема рабочего канала с установленным в него гидрокрылом (масштаб выдержан) и относительное положение расчетной области

**Fig. 1.** Scheme of the test section containing the test foil (to scale) and relative position of the computation domain



**Рис. 2.** Расчетная сетка, состоящая из 3 миллионов ячеек, в окрестности гидрокрыла NACA0015 при угле атаки  $\alpha = 3^\circ$

**Fig. 2.** Computation mesh consisting of 3 million cells around the NACA0015 hydrofoil at the attack angle of  $\alpha = 3^\circ$

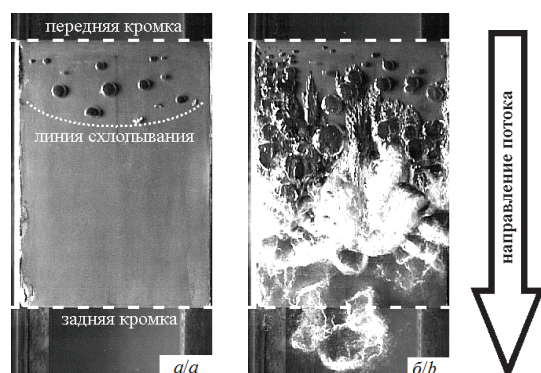
**Рис. 3.** Геометрия конфузора для расчета входных условий: а) вид сбоку; б) вид сверху; в) соответствующая расчетная сетка

**Fig. 3.** Shape of the nozzle to calculate the inlet conditions: a) side view; b) top view; c) corresponding computation mesh

**Таблица 2.** Параметры исследованных режимов течения при  $\alpha=3^\circ$

**Table 2.** Parameters of the flow regimes under investigation at  $\alpha=3^\circ$

$\sigma$	$U_0$ , м/с (m/s)	$p_1$	$p_2$	$Q$ , м <sup>3</sup> /с (m <sup>3</sup> /s)	Картина течения Flow pattern
		кПа/кПа	кПа/кПа		
1,26	11,55	88	80	0,231	Однофазный поток Single-phase flow
0,99	12,28	79	70	0,246	Пузырьковая кавитация Bubble cavitation
0,78	13,16	72	61	0,263	Нестационарный режим Nonsteady state



**Рис. 4.** Мгновенные фотографии (вид сверху) кавитационных зон со стороны разрежения гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$  для режимов: а) пузырьковой кавитации ( $\sigma=0,99$ ); б) нестационарной присоединенной каверны ( $\sigma=0,78$ )

**Fig. 4.** Instantaneous photographs (top view) of the cavitation areas on the suction side of the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$  for the regimes of: a) traveling bubble cavitation ( $\sigma=0,99$ ); b) unsteady attached cavity ( $\sigma=0,78$ )

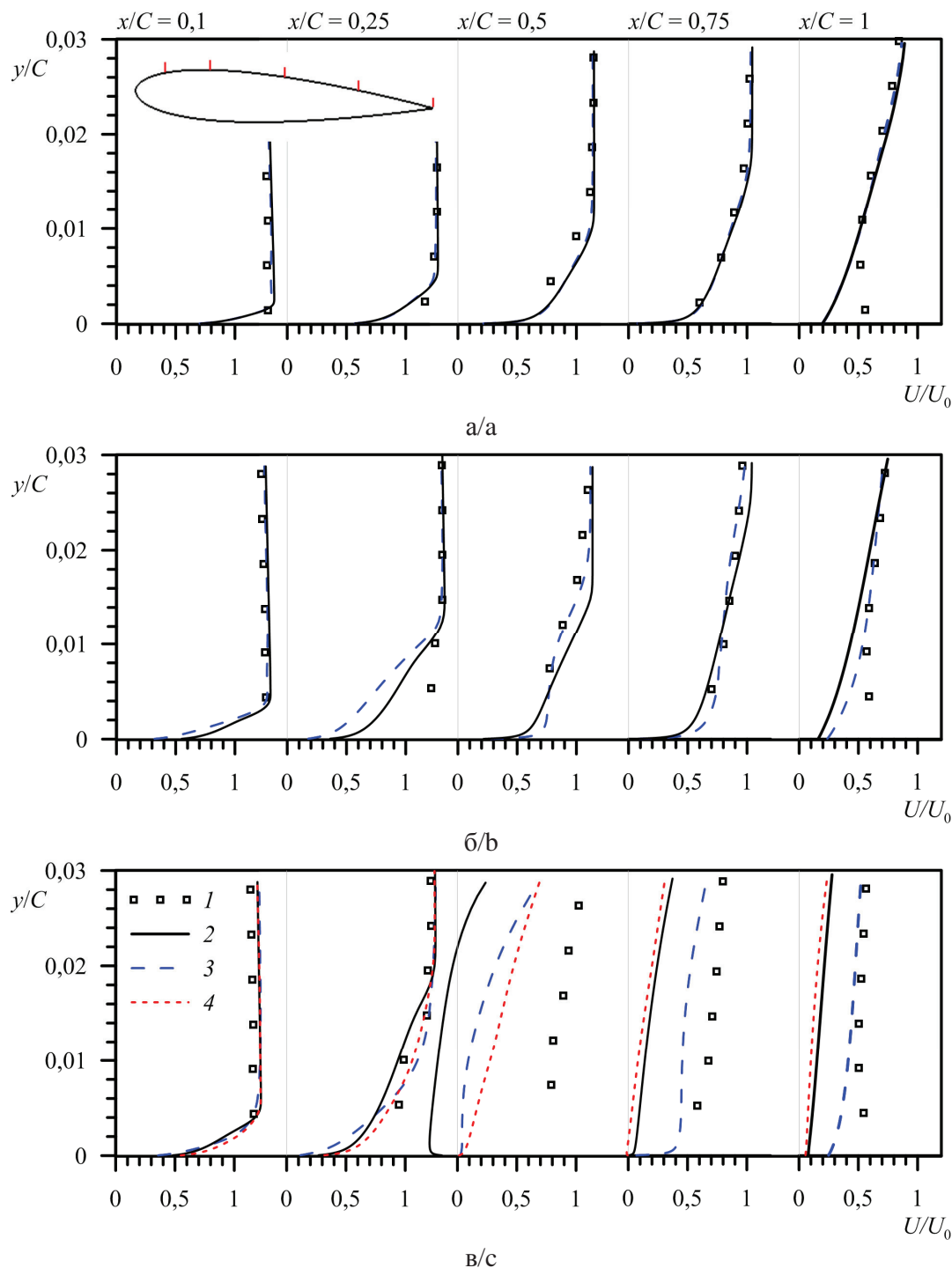
## Результаты

Рассматриваемые режимы течения приведены в табл. 2 и расположены в порядке уменьшения числа кавитации  $\sigma$ . Первый режим ( $\sigma=1,26$ ) является докавитационным (однофазным) и позволяет рассмотреть модель без учета кавитации. Вторым режимом ( $\sigma=0,99$ ) соответствует зарождению кавитации. В эксперименте в этом режиме была зарегистрирована пузырьковая кавитация (рис. 4, а). При  $\sigma=0,78$  кавитационная зона распространяется ниже по течению по сравнению с предыдущим случаем, так что область замыкания каверны оказывается над задней половиной крыла (рис. 4, б). При этом каверна на данном режиме является неустойчивой и периодически пульсирует, характерное число Струхала (безразмерная частота осцилляций каверны) для данного режима составляет:  $St=fU_0/C=0,07$ . На докавитационном режиме ( $\sigma=1,26$ ) и при зарождении кавитации ( $\sigma=0,99$ ) проводились стационарные расчеты с использованием RANS-моделей:  $k-\omega$  SST и RSM. В нестационарном случае ( $\sigma=0,78$ ) помимо модели  $k-\omega$  SST был также использован метод DES на основе модели  $k-\omega$  SST. Модель RSM не позволила получить стационарного решения, поэтому был проведен нестационарный расчет.

На представленных ниже графиках начало координат соответствует положению передней кромки гидрокрыла при нулевом угле атаки. Сравнение результатов численного и экспериментального моделирования проводилось в нескольких поперечных (вертикальных) сечениях:  $x/C=0,1; 0,25; 0,5;$

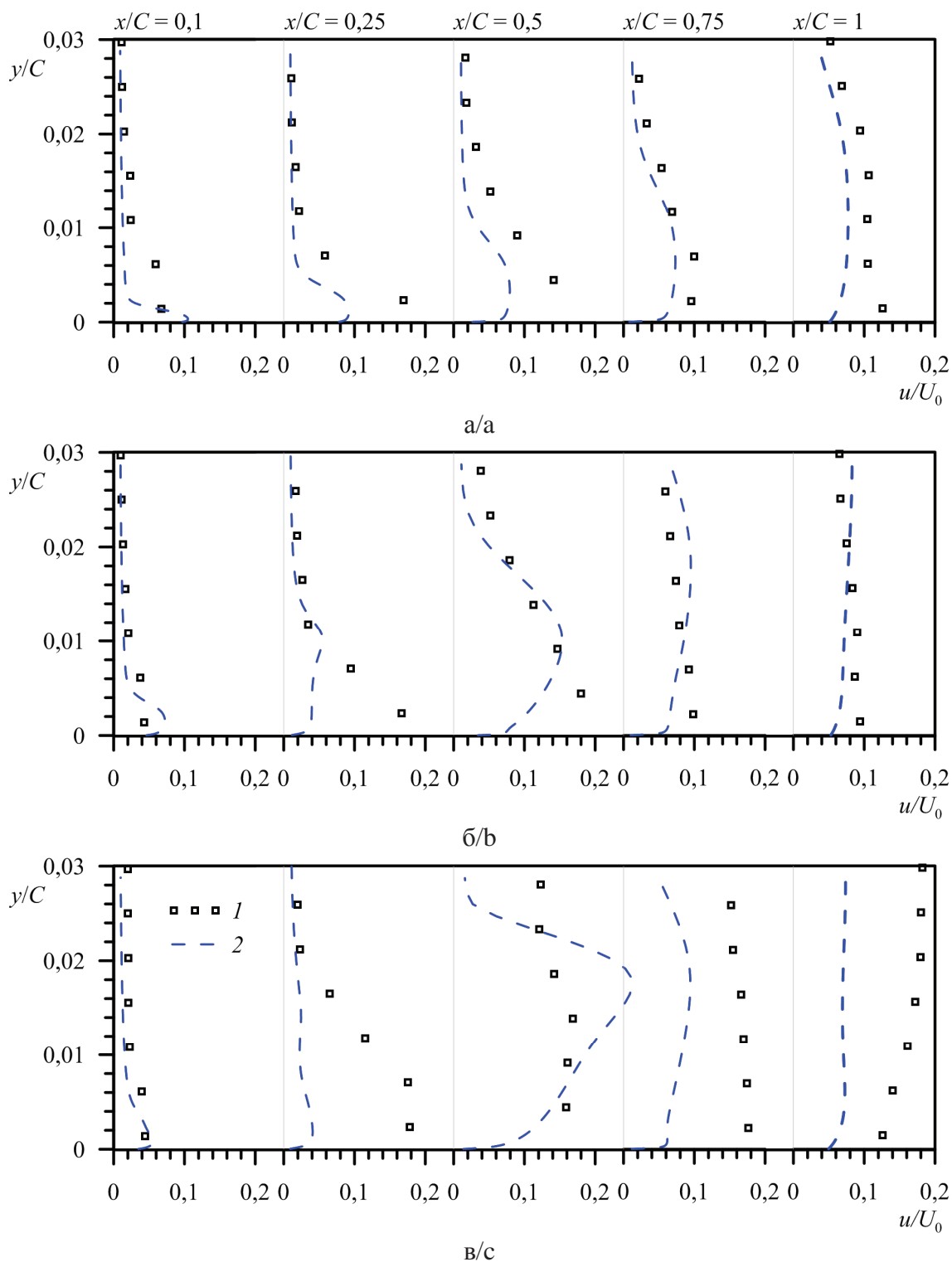
0,75; 1, где  $x$  – расстояние от передней кромки (при нулевом угле атаки) вдоль потока. На рис. 5–8 приведены распределения продольной компоненты средней и двух (продольной и по-

перечной) компонент флуктуационной составляющей скорости, а также сдвиговые турбулентные напряжения (корреляция пульсаций продольной и поперечной составляющих скорости) для всех рас-



**Рис. 5.** Эволюция продольной компоненты средней скорости вниз по потоку на различных режимах кавитационного обтекания гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$  (1 – эксперимент, 2 –  $k-\omega$  SST, 3 – RSM, 4 – DES): а)  $\sigma=1,26$  (докавитационный режим); б)  $\sigma=0,99$  (пузырьковая кавитация); в)  $\sigma=0,78$  (нестационарная каверна)

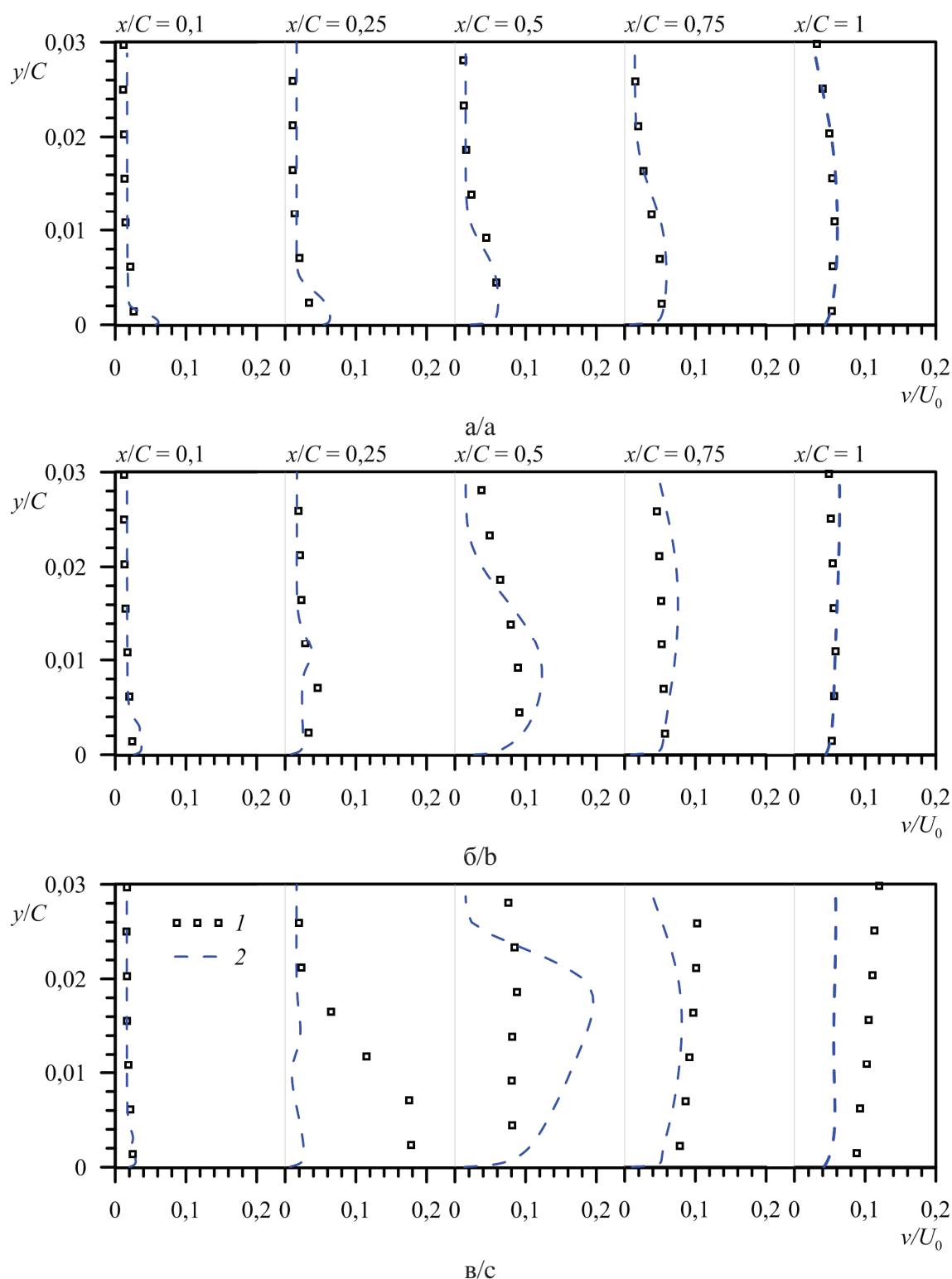
**Fig. 5.** Downstream evolution of the longitudinal component of mean velocity for different regimes of cavitating flow around the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$  (1 – experiment, 2 –  $k-\omega$  SST, 3 – RSM, 4 – DES): а)  $\sigma=1,26$  (non-cavitating flow); б)  $\sigma=0,99$  (traveling bubbles); в)  $\sigma=0,78$  (unsteady cavity)



**Рис. 6.** Эволюция продольной компоненты флуктуационной составляющей скорости (среднеквадратичные значения) вниз по потоку на различных режимах кавитационного обтекания гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$  (1 – эксперимент, 2 – RSM): а)  $\sigma=1,26$  (докавитационный режим); б)  $\sigma=0,99$  (пузырьковая кавитация); в)  $\sigma=0,78$  (нестационарная каверна)

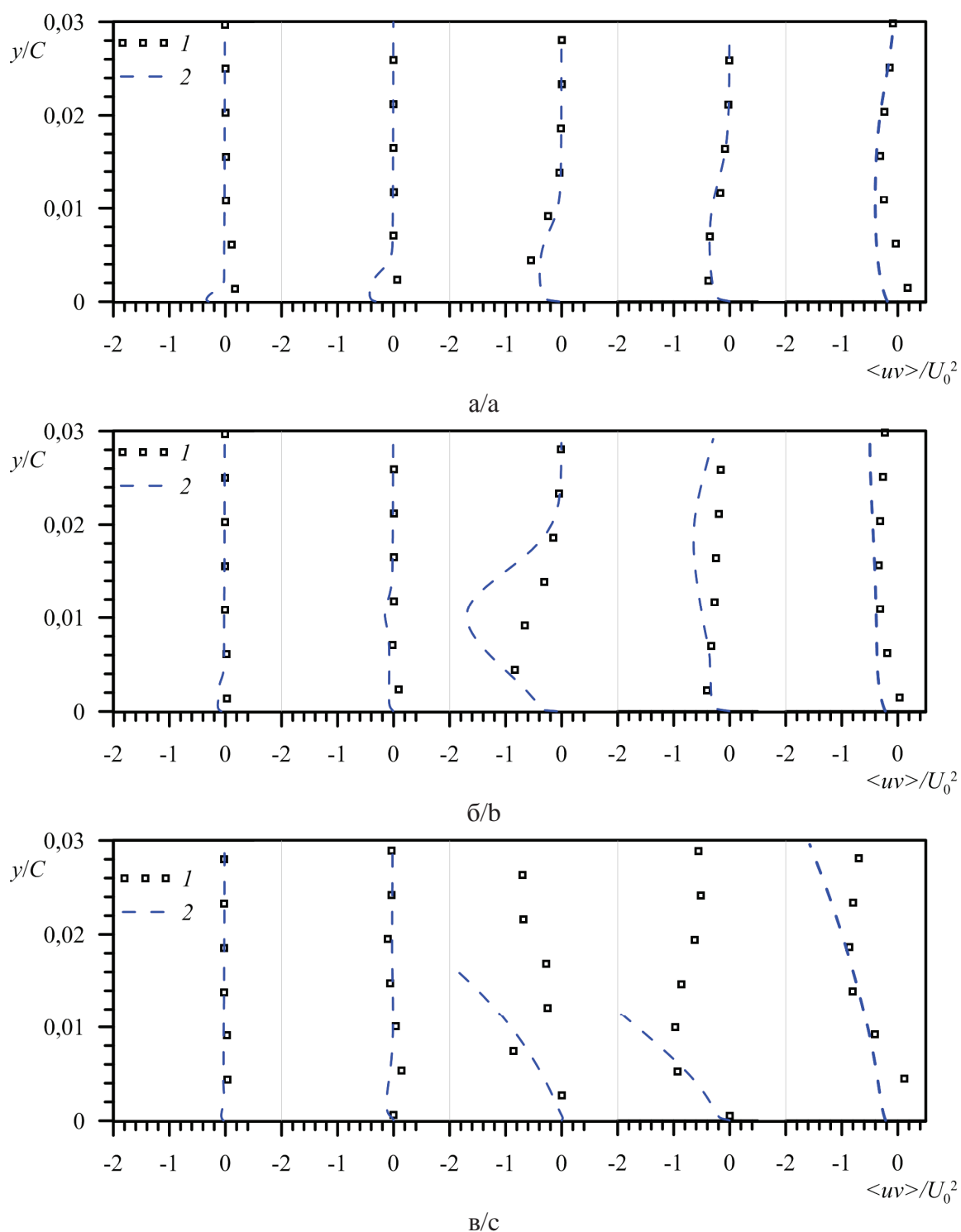
**Fig. 6.** Downstream evolution of the longitudinal component of fluctuating velocity (r.m.s. values) for different regimes of cavitating flow around the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$  (1 – experiment, 2 – RSM): а)  $\sigma=1,26$  (non-cavitating flow); б)  $\sigma=0,99$  (traveling bubbles); в)  $\sigma=0,78$  (unsteady cavity)





**Рис. 7.** Эволюция поперечной компоненты флуктуационной составляющей скорости (среднеквадратичные значения) вниз по потоку на различных режимах кавитационного обтекания гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$  (1 – эксперимент, 2 – RSM): а)  $\sigma=1,26$  (докавитационный режим); б)  $\sigma=0,99$  (пузырьковая кавитация); в)  $\sigma=0,78$  (нестационарная каверна)

**Fig. 7.** Downstream evolution of the transversal component of fluctuating velocity (r.m.s. values) for different regimes of cavitating flow around the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$  (1 – experiment, 2 – RSM): а)  $\sigma=1,26$  (non-cavitating flow); б)  $\sigma=0,99$  (traveling bubbles); в)  $\sigma=0,78$  (unsteady cavity)



**Рис. 8.** Эволюция сдвиговых турбулентных напряжений вниз по потоку на различных режимах кавитационного обтекания гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$  (1 – эксперимент, 2 – RSM): а)  $\sigma=1,26$  (докавитационный режим); б)  $\sigma=0,99$  (пузырьковая кавитация); в)  $\sigma=0,78$  (нестационарная каверна)

**Fig. 8.** Downstream evolution of the turbulent shear stresses for different regimes of cavitating flow around the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$  (1 – experiment, 2 – RSM): а)  $\sigma=1,26$  (non-cavitating flow); б)  $\sigma=0,99$  (traveling bubbles); в)  $\sigma=0,78$  (unsteady cavity)

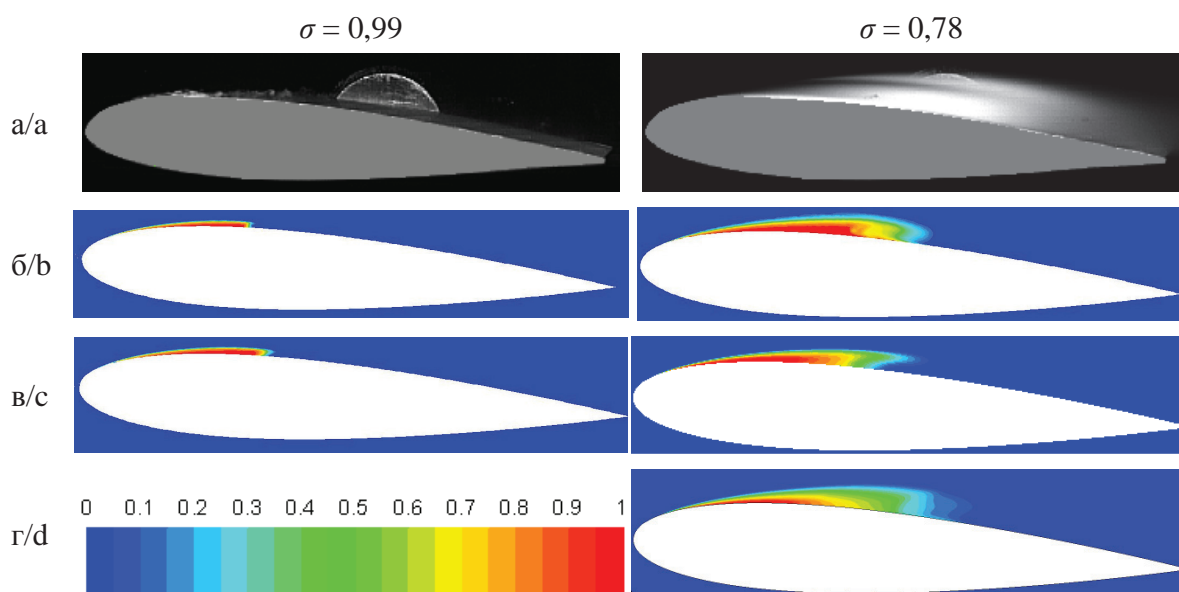
смотренных режимов течения. Поскольку числа Рейнольдса велики, толщина пограничного слоя для докавитационного течения крайне мала и не превышает 3 % от длины хорды крыла. В сечении  $x/C=0,1$  она сопоставима с пространственным разрешением метода PIV. Однако ниже по течению толщина погранслоя возрастает, и экспериментальные данные начинают охватывать область турбулентного подслоя.

Как можно видеть на рис. 5, а, на докавитационном режиме ( $\sigma=1,26$ ) рассчитанные профили скорости достаточно хорошо совпадают с измеренными экспериментально. В целом результаты модели RSM и  $k-\omega$  SST почти не отличаются. Для модели RSM во всех сечениях максимум продольной компоненты скорости немного ниже, чем для модели  $k-\omega$  SST. Уровень турбулентных пульсаций в набегающем потоке является очень низким (как в расчете, так и в эксперименте), что подтверждают графики пульсаций компонент скорости в сечениях  $x/C=0,1$  и  $0,25$  (рис. 6, а и 7, а). Уровень пульсаций продольной компоненты скорости вблизи стенки в расчете ниже, чем в эксперименте для сечений  $x/C=0,25$  и  $0,5$ . Для последующих сечений это различие уменьшается. При этом в данном режиме ( $\sigma=1,26$ ) абсолютное локальное давление вблизи гидропрофиля не достигает давления насыщенных паров, что соответствует экспериментальным данным.

При уменьшении числа кавитации до  $\sigma=0,99$  в расчетах моделями  $k-\omega$  SST и RSM абсолютное давление падает локально (над головной частью крыла) ниже давления насыщенных паров и за передней кромкой гидропрофиля формируется небольшая паровая каверна, занимающая область от

$x/C \approx 0,04$  до примерно  $0,37$ . В задней части паровой каверны образуется возвратное течение, а поток присоединяется к поверхности крыла при  $x/C \approx 0,37$ . Положение и форма каверны согласуются с экспериментальными результатами, при этом она оказывается немного длиннее для модели RSM (рис. 9, табл. 3) за счет формирования «хвоста» в задней части каверны. Профили скорости в сечении  $x/C=0,1$  почти не отличаются для моделей RSM и  $k-\omega$  SST и соответствуют эксперименту (рис. 5, б). Сечение  $x/C=0,25$  проходит через паровую каверну, имеющую в этом месте толщину около 1,5 мм, поэтому вблизи стенки точность расчетных и экспериментальных результатов ниже, чем в однофазном потоке. В сечении  $x/C=0,5$  начинается развитие вновь присоединенного пограничного слоя. Модель RSM показывает над второй половиной крыла перегиб профилей продольной компоненты скорости, что совпадает с экспериментальными данными, в отличие от результатов модели  $k-\omega$  SST ( $x/C=0,5$  и  $0,75$ , рис. 5, б). Этот перегиб можно объяснить интенсивным турбулентным перемешиванием в этой области (рис. 8, б) вследствие присоединения потока. Уровень турбулентных пульсаций компонент скорости, полученный в расчете, соответствует эксперименту (рис. 6, б и 7, б), за исключением очень тонкого пограничного слоя вблизи передней кромки ( $x/C=0,1$ ) и области внутри паровой каверны ( $x/C=0,25$ ).

При дальнейшем понижении числа кавитации до  $\sigma=0,78$  течение становится нестационарным вследствие развития крупномасштабной неустойчивости паровой каверны, которая приводит к появлению отрывной зоны ниже по течению. Расчет течения для данного режима с помощью модели



**Рис. 9.** Осредненные по времени распределения объемной доли пара в центральном продольном сечении для разных режимов кавитационного обтекания гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$ : а) эксперимент; б)  $k-\omega$  SST; в) RSM; г) DES

**Fig. 9.** Time-averaged distributions of vapor volume fraction in central longitudinal section for different regimes of cavitating flow around the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$ : а) experiment; б)  $k-\omega$  SST; в) RSM; г) DES

$k-\omega$  SST показывает, что паровая каверна существует от  $x/C \approx 0,025$  до  $x/C \approx 0,55$  и имеет толщину 4 мм ( $x/C=0,5$ ). В хвостовой части каверны и сразу за ней располагается зона рециркуляции, простирающаяся до  $x/C \approx 0,58$ . В то же время экспериментально определенная средняя длина каверны превышает значения, полученные в расчете (табл. 3), вследствие, предположительно, большего содержания растворенного в воде воздуха. В сечениях  $x/C=0,25$  и  $0,5$ , в связи с наличием пара в этой области, наблюдается расхождение экспериментальных и расчетных графиков скорости (рис. 5, в). После присоединения потока расчет моделью  $k-\omega$  SST показывает медленный рост продольной компоненты скорости. В расчете моделью RSM наблюдалась другая динамика – вследствие высоких турбулентных напряжений (рис. 8, в), продольная компонента скорости быстро растет, приближаясь к значению в ядре потока.

**Таблица 3.** Длина присоединенной каверны на гидрокрыле NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$ , полученная разными способами

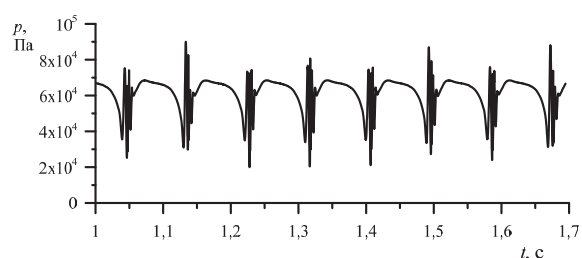
**Table 3.** Length of an attached cavity on the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$  determined in different ways

$\sigma$	$L_c/C$	Эксперимент/Experiment	$k-\omega$ SST	RSM	DES
0,99		0,28	0,3	0,33	–
0,78		0,66	0,53	0,53	0,63

Для корректного моделирования нестационарной паровой каверны требуется привлечение методов, разрешающих в той или иной степени крупномасштабные нестационарные структуры. Так, расчет методом DES для режима  $\sigma=0,78$  демонстрирует периодическое изменение размеров каверны (рис. 10) с периодом  $T=0,09$  с (в эксперименте период составляет  $T=0,086$  с). В результате средний размер каверны получился несколько больше, чем в стационарном расчете с использованием модели  $k-\omega$  SST (рис. 9, табл. 3), и ближе к экспериментальным данным, а граница каверны в хвостовой части размывается. Распределение скорости вблизи передней кромки, полученное методом DES, близко и к стационарному расчету, и к эксперименту (рис. 5, в). Как и в случае других моделей турбулентности, внутри паровой области в сечении ( $x/C=0,25$ ) наблюдается существенное расхождение расчета и эксперимента. Над второй половиной крыла (ниже по течению) внутри пограничного слоя распределение скорости, полученное методом DES, почти не отличается от результатов модели  $k-\omega$  SST, поскольку в этой области работает RANS-подмодель метода DES, т. е. собственно та же модель  $k-\omega$  SST.

Как результат DES-моделирования, получена нестационарная динамика паровой каверны и зарегистрирован сход вихрей за ней (рис. 11). На начальном этапе формирования присоединенной паровой каверны ее форма близка к двумерной. Когда

длина каверны приближается к максимальной, за ней формируется отрыв потока и рециркуляционное течение ( $T/4$ ). Затем каверна теряет квазидвумерную форму: длина паровой области становится значительно больше в центре и вблизи стенок ( $T/2$ ). Это происходит в результате развития неустойчивости рециркуляционного течения, а также вследствие ограниченности пространства – влияния боковых стенок канала. При этом наблюдается отрыв крупномасштабного вихря и формирование вторичных вихревых структур вблизи задней кромки. На следующем этапе ( $3T/4$ ) вторичные вихри уносятся основным потоком, а длина каверны уменьшается до  $L_c/C=1/4$ . После этого каверна начинает снова увеличиваться в размерах и весь процесс целиком повторяется.

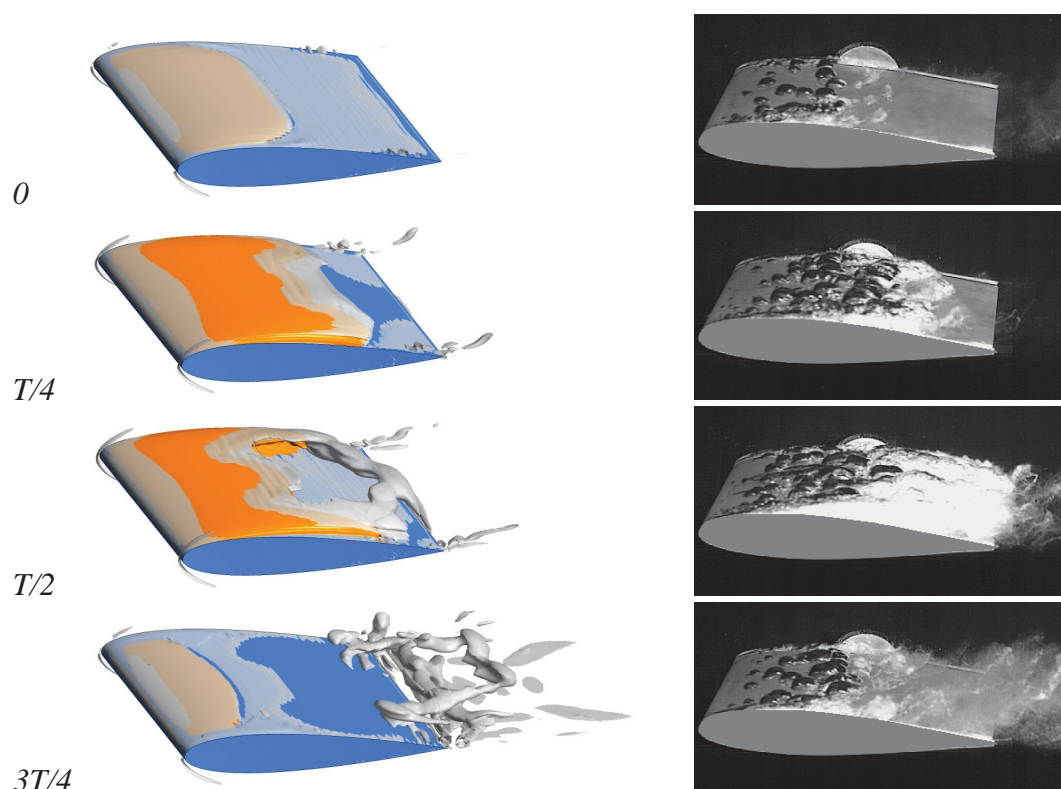


**Рис. 10.** Временная диаграмма локального давления вблизи задней кромки гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$ ,  $\sigma=0,78$ , полученная методом DES

**Fig. 10.** Time history of local pressure near the trailing edge of the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$ ,  $\sigma=0,78$  computed by DES

Неустойчивость расчета для режима  $\sigma=0,78$  не позволяет получить стационарное решение с помощью модели RSM, поэтому было проведено нестационарное моделирование. В нестационарном расчете методом переноса рейнольдсовых напряжений и в расчете RANS моделью  $k-\omega$  SST (табл. 3, рис. 9) длины паровых каверн практически совпадают. Однако присоединение потока за каверной описывается гораздо лучше моделью RSM, чем моделями  $k-\omega$  SST и DES (рис. 5, в), поскольку модель RSM воспроизводит высокий уровень турбулентных напряжений, сохраняющийся после присоединения потока. Величина продольной компоненты скорости в пограничном слое за каверной быстро увеличивается, что совпадает с экспериментальными данными (сечения  $x/C=0,75$  и 1). Уровень пульсаций продольной компоненты скорости в этих сечениях ниже, чем в эксперименте, но в случае поперечной компоненты соответствует экспериментальным данным. Несмотря на то, что течение в пограничном слое хорошо описывается с помощью модели RSM, она не позволяет разрешить образование вихрей позади паровой каверны и их дальнейший унос вниз по течению основным потоком. Сама каверна периодически осциллирует с частотой около 2 Гц, а пульсации давления, получаемые методом DES (рис. 10), методом RSM не разрешаются.





**Рис. 11.** Изоповерхности доли пара (отмечены оранжевым) и вихри (показаны серым), визуализированные с помощью  $q$ -критерия (слева) в сравнении с экспериментальными изображениями (справа) в различные моменты времени периода пульсаций присоединенной каверны и отрыва кавитационных облаков при обтекании гидрокрыла NACA0015 при  $\alpha=3^\circ$ ,  $\sigma=0,78$ . Моделирование методом DES

**Fig. 11.** Isosurfaces of vapor volume fraction (depicted by orange) and vortices (shown by grey) visualized by the  $q$ -criterion (left) in comparison with experimental images (right) at different instants of the period of the sheet cavity pulsations and cavitation cloud shedding around the NACA0015 hydrofoil at  $\alpha=3^\circ$ ,  $\sigma=0,78$ . Modeling by the DES approach

### Заключение

Проведенные экспериментальные исследования, выполненные с использованием современных оптических методик, позволяют не только выявить новые эффекты (например, [12], [20]), но и получать количественные базы данных тестирования для численных моделей турбулентного кавитационного течения. Результаты численного исследования показывают, что уже в режимах с присутствием небольшой паровой каверны нахождение скорости и турбулентных пульсаций в пограничном слое за ней требует привлечения метода замыкания второго порядка – дифференциальной модели переноса рейнольдсовых напряжений. При больших размерах паровой каверны нестационарность потока, наблюдаемая в эксперименте, становится определяющим фактором для выбора математической модели. Так, для модели RSM уже невозможно получить стационарное решение. Моделирование с помощью вихреразрешающих методов

позволяет воспроизвести низкочастотную периодическую динамику паровой каверны. В результате осредненная граница паровой каверны размывается: вблизи передней кромки всегда присутствует паровая каверна, а над серединой крыла время от времени появляются кавитационные облака, которые отрываются от каверны и схлопываются ниже по потоку. Присоединение потока за каверной на этом режиме также лучше описывается с помощью модели RSM, но уже в нестационарном варианте. При этом, хотя модель переноса рейнольдсовых напряжений хорошо воспроизводит среднюю скорость и турбулентные характеристики, она не позволяет разрешить динамику присоединенной каверны и крупномасштабный перенос доли пара. По этой причине длина паровой каверны, получаемая моделью RSM, существенно меньше.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 14–29–00203, руководитель – проф. К. Хангялич) в НГУ.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: турбины и насосы. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
2. Franc J.-P., Michel J.-M. Fundamentals of Cavitation. – Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2004. – 324 p.
3. Гаврилов А.А., Дектерёв А.А., Сентябов А.В. Моделирование закрученных течений с когерентными структурами с помощью нестационарной модели переноса рейнольдсовых напряжений // Известия Российской академии наук: Механика жидкости и газа. – 2015. – № 4. – С. 11–24.
4. A preconditioned Navier–Stokes method for two-phase flows with application to cavitation prediction / R.F. Kunz, D.A. Boger, D.R. Stinebring, T.S. Chyczewski, J.W. Lindau, H.J. Gibling, S. Venkateswaran, T.R. Govindan // Computers & Fluids. – 2000. – V. 29. – № 8. – P. 849–875.
5. Merkle C.L., Feng J.Z., Buelow P.E. Computational modeling of the dynamics of sheet cavitation // Proc. of the 3<sup>rd</sup> International Symposium on Cavitation. – Grenoble, France, 1998. – P. 307–311.
6. Brennen C.E. Fundamentals of multiphase flows. – Cambridge: Cambridge University Press, 2005. – 410 p.
7. Singhal A.K., Vaidya N., Leonard A.D. Multidimensional simulation of cavitating flows using a PDF model for phase change // Proc. of the 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. – Vancouver, British Columbia, Canada, 1997. – P. 1–8. – Paper № FEDSM97–3272.
8. Mathematical basis and validation of the full cavitation model / A.K. Singhal, M.M. Athavale, H. Li, Y. Jiang // ASME Journal of Fluids Engineering. – 2002. – V. 124. – № 3. – P. 617–624.
9. Morgut M., Nobile E., Bilus I. Comparison of mass transfer models for the numerical prediction of sheet cavitation around a hydrofoil // International Journal of Multiphase Flow. – 2011. – V. 37. – P. 620–626.
10. Numerical study of unsteady cavitation on 2D NACA0015 hydrofoil using free/open source software / V. Hidalgo, X. Luo, B. Ji, A. Aguinaga // Chinese Science Bulletin. – 2014. – V. 59. – № 26. – P. 3276–3282.
11. Effect of cavitation on the structure of the boundary layer in the wake of a partial cavity / C. Sarraf, Y.A. Bouziad, H. Djeridi, M. Farhat, F. Deniset, J.-Y. Billard // Proc. of the 6<sup>th</sup> International Symposium on Cavitation. – Wageningen, the Netherlands, 2006. – P. 9.
12. Кавитация на пластине с закругленной носовой частью и гидрокрыле NACA0015: визуализация и измерение скорости / А.Ю. Кравцова, Д.М. Маркович, К.С. Первунин, М.В. Тимошевский, К. Ханъялич // Известия Российской академии наук: Энергетика. – 2014. – № 4. – С. 96–106.
13. Zwart P.J., Gerber A.G., Belamri T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics // Proc. of the 5<sup>th</sup> International Conference on Multiphase Flow. – Yokohama, Japan, 2004. – P. 11 – Paper № 152.
14. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. – 1994. – V. 32. – № 8. – P. 1598–1605.
15. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. – La Canada, CA: DCW Industries Inc., 1998. – 479 p.
16. Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows // Proc. of the 39<sup>th</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. – Reno, Nevada, USA, 2001. – P. 18. – Paper № AIAA2001–0879.
17. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 124 с.
18. Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for fluid dynamics. – Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2002. – 423 p.
19. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А. Быстров, С.А. Исаев, Н.А. Кудрявцев, А.И. Леонтьев. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
20. Особенности кавитационного обтекания уменьшенной модели направляющих лопаток радиально-осевой турбины / М.В. Тимошевский, С.А. Чуркин, А.Ю. Кравцова, К.С. Первунин, Г.А. Семёнов, Д.М. Маркович, К. Ханъялич // Известия Томского политехнического университета: Инжиниринг георесурсов. – 2015. – Т. 326. – № 6. – С. 79–94.

Поступила 29.07.2016 г.

## Информация об авторах

**Сентябов А.В.**, кандидат физико-математических наук, младший научный сотрудник Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук; инженер физического факультета Новосибирского национального исследовательского государственного университета; старший преподаватель кафедры теплофизики Сибирского федерального университета.

**Тимошевский М.В.**, инженер-исследователь Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук; старший лаборант физического факультета Новосибирского национального исследовательского государственного университета.

**Первунин К.С.**, младший научный сотрудник Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук; младший научный сотрудник физического факультета Новосибирского национального исследовательского государственного университета.

**Гаврилов А.А.**, кандидат физико-математических наук, ведущий инженер Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук; ведущий инженер физического факультета Новосибирского национального исследовательского государственного университета; доцент кафедры теплофизики Сибирского федерального университета.

**Маркович Д.М.**, доктор физико-математических наук, член-корреспондент РАН, заместитель директора Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук; профессор физического факультета Новосибирского национального исследовательского государственного университета; профессор Энергетического института Национального исследовательского Томского политехнического университета.

**Дектерёв А.А.**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук; старший научный сотрудник физического факультета Новосибирского национального исследовательского государственного университета; заведующий кафедрой теплофизики Сибирского федерального университета.

UDC 532.5.032+532.516.5+532.574.7+532.528+532.582.32

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CAVITATION FLOW AROUND NACA0015 HYDROFOIL

**Andrey V. Sentyabov**<sup>1,2,3</sup>,  
sentyabov\_a\_v@mail.ru

**Mikhail V. Timoshevskiy**<sup>1,2</sup>,  
timoshevskiy.mv@gmail.com

**Konstantin S. Pervunin**<sup>1,2</sup>,  
pervunin@itp.nsc.ru

**Andrey A. Gavrilov**<sup>1,2,3</sup>,  
gavand@yandex.ru

**Dmitriy M. Markovich**<sup>1,2,4</sup>,  
dmark@itp.nsc.ru

**Aleksandr A. Dekterev**<sup>1,2,3</sup>,  
dekterev@mail.ru

<sup>1</sup> Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences,  
1, Lavrentyev Avenue, Novosibirsk, 630090, Russia;

<sup>2</sup> Novosibirsk State University,  
2, Pirogov Street, Novosibirsk, 630090, Russia;

<sup>3</sup> Siberian Federal University,  
79, Svobodny Avenue, Krasnoyarsk, 660041, Russia.

<sup>4</sup> National Research Tomsk Polytechnic University,  
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

*Hydropower resources, used for power generation in hydraulic power plants, are one of the major renewable energy sources. A significant scientific and technical challenge for designing the equipment of hydroelectric power plants is cavitation caused by high velocity of water flow near the runner blades. Cavitation is also typical for other turbomachinery, pumps, hydraulic equipment, ship propulsors, etc. Cavitation leads to decrease in energy efficiency and increased wear of equipment. The needs in modeling turbulent flow around blade assemblies, the operation of which is accompanied by cavitation, require the development of modern numerical approaches capable of forecasting the cavitation occurrence and describing flow dynamics with satisfactory accuracy.*

**The main aim** of the research is to investigate cavitation flow in a vicinity of NACA0015 hydrofoil by means of experimental and numerical methods, to compare the simulation and measurement results, to analyze the effect of turbulence model on calculation of the boundary layer flow over the suction side of a hydrofoil.

**The methods used in the study.** The spatial structure and dynamics of partial gas-vapor cavities were studied by high-speed imaging which was also used to estimate integral parameters of the cavities. Two-dimensional distributions of mean velocity and turbulent characteristics around the hydrofoil were measured by Particle Image Velocimetry (PIV) in both single- (non-cavitating) and two-phase (cavitating) flows. In numerical simulation of flows the authors have applied the methods of computational fluid dynamics based on solving the Reynolds equations for turbulent flow, using the control volume approach on a three-dimensional mesh consisting of hexahedral cells. The dispersed phase (cavitation bubbles and their clouds) was calculated by solving the equation of vapor fraction transfer. Turbulence was described by means of  $k-\omega$  SST two-equation model, differential model of the Reynolds stress transfer (RSM) and the detached eddy simulation method (DES).

**The results.** The authors obtained full set of data in the experiments. The data allow direct analysis of the results of numerical modeling and measurements and comparing the computational models. The carried out calculations showed that, even in the case of a small vapor cavity behind the leading edge of the hydrofoil, the use of the second-order closure method – differential model of the Reynolds stress transfer – was required to describe correctly the flow reattachment to the wall downstream. When the cavity became long, the flow unsteadiness was a determinant factor of turbulent transfer. Modeling with the eddy-resolving approaches allowed identifying the periodic dynamics of vapor cavities at low frequencies. In an unsteady case, the flow reattachment downstream of the cavity was better predicted by the model of the Reynolds stress transfer.

### **Key words:**

Hydraulic power plant, cavitation, partial vapor-gas cavities, unsteadiness, hydrofoil, NACA0015, turbulence, high-speed imaging, PIV, numerical modeling, RSM, DES.

*The research was financially supported by the Russian Science Foundation (grant no. 14–29–00203, professor K. Hanjalic is the head) in Novosibirsk State University.*

## REFERENCES

1. Krivchenko G.I. *Gidravlicheskie mashiny: turbiny i nasosy* [Hydraulic machines: turbines and pumps]. Moscow, Energiya publ., 1978. 320 p.
2. Franc J.-P., Michel J.-M. *Fundamentals of Cavitation*. Dordrecht, Kluwer Academic Publishers, 2004. 324 p.
3. Gavrilov A.A., Dekterev A.A., Sentyabov A.A. Modeling swirling flows with coherent structures using the unsteady Reynolds-stress-transport model. *Fluid Dynamics*, 2012, no. 4, pp. 11–24. In Rus.
4. Kunz R.F., Boger D.A., Stinebring D.R., Chyczewski T.S., Lindau J.W., Gibeling H.J., Venkateswaran S., Govindan T.R. A preconditioned Navier-Stokes method for two-phase flows with application to cavitation prediction. *Computers & Fluids*, 2000, vol. 29, no. 8, pp. 849–875.
5. Merkle C.L., Feng J.Z., Buelow P.E. Computational modeling of the dynamics of sheet cavitation. *Proc. of the 3<sup>rd</sup> International Symposium on Cavitation*. Grenoble, France, 1998. pp. 307–311.
6. Brennen C.E. *Fundamentals of multiphase flows*. Cambridge, Cambridge University Press, 2005. 410 p.
7. Singhal A.K., Vaidya N., Leonard A.D. Multidimensional simulation of cavitating flows using a PDF model for phase change. *Proc. of the 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Vancouver, British Columbia, Canada, 1997. pp. 1–8, Paper FEDSM97–3272.
8. Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2002, vol. 124, no. 3, pp. 617–624.
9. Morgut M., Nobile E., Bilus I. Comparison of mass transfer models for the numerical prediction of sheet cavitation around a hydrofoil. *International Journal of Multiphase Flow*, 2011, vol. 37, pp. 620–626.
10. Hidalgo V., Luo X., Ji B., Aguinaga A. Numerical study of unsteady cavitation on 2D NACA0015 hydrofoil using free/open source software. *Chinese Science Bulletin*, 2014, vol. 59, no. 26, pp. 3276–3282.
11. Sarraf C., Bouziad Y.A., Djeridi H., Farhat M., Deniset F., Billard J.-Y. Effect of cavitation on the structure of the boundary layer in the wake of a partial cavity. *Proc. of the 6<sup>th</sup> International Symposium on Cavitation*. Wageningen, the Netherlands, 2006. p. 9.
12. Kravtsova A.Yu., Markovich D.M., Pervunin K.S., Timoshevskii M.V., Hanjalić K. Cavitation on a semicircular leading-edge plate and NACA0015 hydrofoil: visualization and velocity measurement. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no. 14, pp. 1007–1014. In Rus.
13. Zwart P.J., Gerber A.G., Belamri T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics. *Proc. of the 5<sup>th</sup> International Conference on Multiphase Flow*. Yokohama, Japan, 2004. p. 11, Paper 152.
14. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605.
15. Wilcox D.C. *Turbulence modeling for CFD*. La Canada, CA, DCW Industries Inc., 1998. 479 p.
16. Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows. *Proc. of the 39<sup>th</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. Reno, Nevada, USA, 2001. p. 18, Paper AIAA2001–0879.
17. Patankar S. *Chislennyye metody resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkosti* [Numerical methods for solving problems on heat transfer and fluid dynamics]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1984. 124 p.
18. Ferziger J.H., Peric M. *Computational methods for fluid dynamics*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2002. 423 p.
19. Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev N.A., Leontyev A.I. *Chislennoe modelirovanie vikhrevoy intensivifikatsii teploobmena v paketakh trub* [Numerical simulation of vortical intensification of heat transfer in pipe packages]. Saint-Petersburg, Sudostroenie Publ., 2005. 392 p.
20. Timoshevskiy M.V., Churkin S.A., Kravtsova A.Yu., Pervunin K.S., Semenov G.A., Markovich D.M., Hanjalić K. Features of cavitation flow around a scaled-down model of guide vanes of a Francis turbine. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2015, vol. 326, no. 6, pp. 79–94. In Rus.

Received: 29 July 2016.

## Information about the authors

**Andrey V. Sentyabov**, Cand. Sc., junior researcher, Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences; engineer, Novosibirsk State University; senior lecturer, Siberian Federal University.

**Mikhail V. Timoshevskiy**, research engineer, Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences; senior laboratory assistant, Novosibirsk State University.

**Konstantin S. Pervunin**, junior researcher, Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences; junior researcher, Novosibirsk State University.

**Andrey A. Gavrilov**, Cand. Sc., leading engineer, Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences; leading engineer, Novosibirsk State University; associate professor, Siberian Federal University.

**Dmitriy M. Markovich**, Dr. Sc., corresponding member, Russian Academy of Sciences, deputy director, Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences; professor, Novosibirsk State University; professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

**Aleksandr A. Dekterev**, Cand. Sc., senior researcher, Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences; senior researcher, Novosibirsk State University; head of the department, Siberian Federal University.