

DOI: [10.7242/1999-6691/2013.6.1.11](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2013.6.1.11)

УДК 532.5.032

## АНАЛИЗ RANS МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА ПРИМЕРЕ РАСЧЁТА СТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ ГИДРОТУРБИНЫ TURBINE-99

А.В. Сентябов<sup>1,2</sup>, А.А. Гаврилов<sup>1,2</sup>, А.А. Дектерёв<sup>1,2</sup>, А.В. Минаков<sup>1,2</sup><sup>1</sup>Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия<sup>2</sup>Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия

Проведено численное моделирование течения в отсасывающей трубе проекта Turbine-99. Рассмотрена стационарная постановка с осесимметричными граничными условиями на входе. Для описания закрученного течения в проточном тракте ГЭС рассмотрены современные RANS модели турбулентности, реализованные в пакете вычислительной гидродинамики SigmaFlow. Выполненные исследования показали достоверность используемой численной методики при расчёте усреднённого течения.

*Ключевые слова:* вычислительная гидродинамика, закрученное течение, модели турбулентности, гидротурбина, отсасывающая труба

## ANALYSIS OF RANS TURBULENCE MODELS BY CALCULATING THE STEADY-STATE FLOW IN THE TURBINE-99 DRAFT TUBE

A.V. Sentyabov<sup>1,2</sup>, A.A. Gavrilov<sup>1,2</sup>, A.A. Dekterev<sup>1,2</sup>, A.V. Minakov<sup>1,2</sup><sup>1</sup>Institute of Thermophysics SB RAS, Novosibirsk, Russia<sup>2</sup>Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia

Numerical simulation of the flow in the Turbine-99 draft tube is presented. Axisymmetric inlet boundary conditions were used for steady state simulation. Modern RANS turbulence models, implemented in the CFD package SigmaFlow, were considered for simulation of the swirling flow in a hydraulic power plant. The investigation confirms the validity of the proposed numerical methods for calculating the stationary flow.

*Key words:* computational fluid dynamics, swirling flow, turbulence models, hydro turbine, draft tube

### 1. Введение

Отсасывающая труба представляет собой часть проточного тракта гидравлической электростанции, соединяющую гидротурбину с нижним бьефом и предназначенную для преобразования остаточной кинетической энергии воды в энергию давления [1]. Поток, поступающий сюда после прохождения гидротурбины, обладает закруткой, степень которой зависит от режима работы турбины. Закрутка потока, с одной стороны, предотвращает отрыв потока от стенок отсасывающей трубы, с другой стороны, может вызывать крупномасштабные пульсации давления в потоке вследствие прецессии вихревого ядра, приводящие к вибрациям конструкций и снижающие их надёжность. На отсасывающую трубу приходится существенная часть потерь энергии в проточном тракте гидравлических электростанций. Характеристики отсасывающей трубы необходимо знать для определения кавитационных параметров гидротурбины. В связи с этим исследование гидродинамических процессов в отсасывающих трубах представляет собой чрезвычайно актуальную задачу как с практической, так и фундаментальной точки зрения.

Подробные экспериментальные исследования течения в отсасывающей трубе проводились в рамках международного проекта Turbine-99 на стенде в лаборатории города Alvkarleby (Швеция). Стенд представляет собой уменьшенную модель гидротурбины Holleforsen [2], с помощью которой можно выполнить измерения скорости и давления в отсасывающей трубе. Обсуждению экспериментов и установленных в 1999–2005 г. результатов было посвящено три специальных семинара [3–5].

На третьем семинаре организаторы унифицировали некоторые детали постановки исследований. Расчетные распределения коэффициента давления вдоль трубы хорошо соответствовали экспериментальным данным, однако интегральные характеристики имели большую погрешность. Сравнение профилей скорости в конусе отсасывающей трубы показало, что расчёты завышают ширину зоны рециркуляции на оси трубы, а вычисленное значение тангенциальной скорости за обтекателем рабочего колеса получается значительно выше измеренного.

В [6] представлены расчёты течения в турбине с учётом рабочего колеса и отсасывающей трубы. Одной из целей работы было моделирование течения в зазоре между лопастью и обтекателем рабочего колеса, и автору удалось показать, что при принятии во внимание зазора в профиле аксиальной компоненты скорости на входе в отсасывающую трубу появляется локальный экстремум вблизи обтекателя рабочего колеса.

В 2007 г. другими авторами (см. [7]) были проведены измерения скорости в тех же сечениях и при тех же условиях, что и в [2]. Профили компонент скорости на входе получились близкими к данным работы [2], за исключением участка около рабочего колеса. Вблизи стенки обтекателя рабочего колеса наблюдался локальный экстремум аксиальной скорости. В следующем за входом сечении профили аксиальной компоненты скорости хорошо совпали с измеренными в [2], а значение тангенциальной скорости оказалось выше, что качественно соответствует результатам публикации [6].

В данной работе осуществляется моделирование стационарного течения в отсасывающей трубе гидротурбины, которой посвящён проект Turbine-99. Граничными условиями служат экспериментальные данные из [7]. Для реализации используется код SigmaFlow [8]. Целью настоящего исследования являются сравнение и анализ границ применимости современных RANS моделей турбулентности (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations — усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса) для описания закрученного потока в отсасывающей трубе.

## 2. Постановка задачи

Рассматриваемая отсасывающая труба представляет собой часть уменьшенной модели турбины Holleforsen. Турбина относится к поворотной-лопастной типу (турбина Каплана), рабочее колесо имеет пять лопастей. Моделируемая область (Рис. 1) начинается немного ниже лопастей рабочего колеса и включает его обтекатель. Начальный участок трубы представляет собой конус. Так как течение в этом конусе близко к осесимметричному, то для его сечений  $1a$  и  $1b$  используются полярные координаты  $r$  (радиальная) и  $z$  (аксиальная). При этом ось  $z$  направлена вверх, как показано на рисунке 1, б. В экспериментальном стенде отсасывающая труба выходит в широкий бак, но при моделировании расчётная область ограничивается выходом из отсасывающей трубы (Рис. 1).

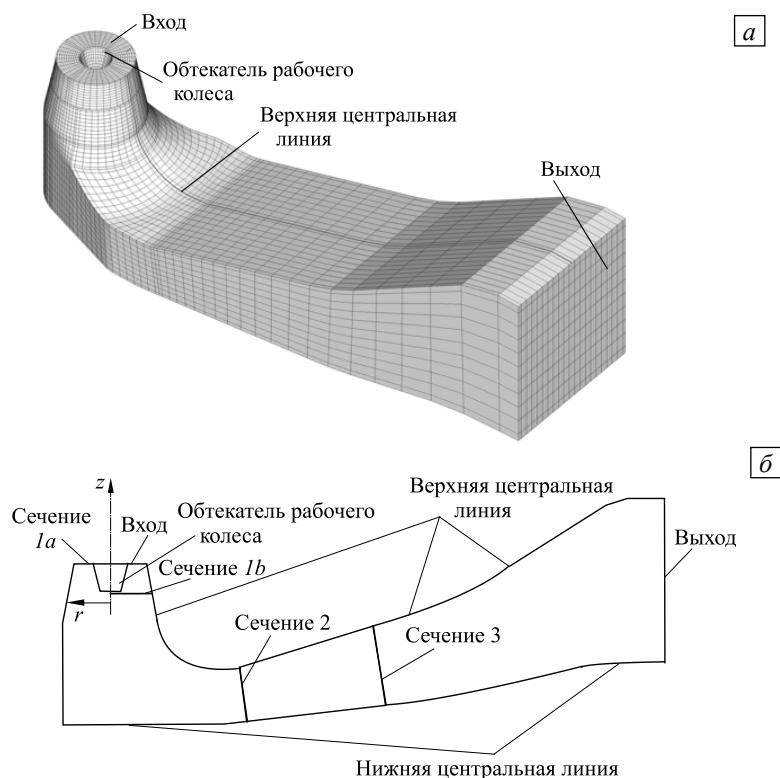


Рис. 1. Отсасывающая труба Turbine-99: пример расчётной сетки (а), схема расчётной области (б)

В расчётах использовались профили аксиальной  $W(r)$  и тангенциальной  $V(r)$  компонент скорости  $\mathbf{v}$  на входе (в сечении  $1a$ ), измеренные в [7]. Профиль аксиальной компоненты скорости на входе приведен на рисунке 2. Для сравнения на том же рисунке показан профиль скорости, полученный в [2]. Профили отличаются локальным экстремумом скорости вблизи обтекателя рабочего колеса, наблюдаемым в [7]. Профиль тангенциальной компоненты скорости на входе совпадает с результатом из [2]. Радиальная компонента скорости  $U(r)$  рассчитывалась по аксиальной с учётом условия, что течение вблизи стенок обтекателя и отсасывающей трубы параллельно этим стенкам. Пусть  $\theta$  — угол между направлением скорости на входе и нормалью к входному сечению. Линейная интерполяция угла  $\theta$  дает следующее выражение для радиальной компоненты:  $U(r) = -W(r)\text{tg}(\theta)$ ,  $\theta = \theta_c + (\theta_w - \theta_c)(r - R_c)/(R_w - R_c)$ ,

$\theta_c = -12,8^\circ$ ,  $\theta_w = 2,8^\circ$ ,  $R_c = 0,0981$  м,  $R_w = 0,2365$  м,  $\theta_w = 2,8^\circ$ , где  $\theta_c$  — угол наклона обтекателя рабочего колеса,  $\theta_w$  — угол наклона стенки отсасывающей трубы,  $R_c$  — радиус обтекателя рабочего колеса во входном сечении,  $R_w$  — радиус входа, м.

Так как пульсационные составляющие скорости в [7] не измерялись, то для определения турбулентных характеристик на входе использовались данные из сборника [5]. Распределение энергии турбулентных пульсаций вычислялось на основе экспериментальных значений среднеквадратичных пульсаций  $v$  и  $w$  на входе и условия  $u = v$ , где  $u, v, w$  — среднеквадратичные отклонения радиальной, тангенциальной и аксиальной компонент скорости соответственно. Таким образом, распределение кинетической энергии турбулентных пульсаций на входе определялось по формуле:  $k = (w^2 + 2v^2)/2$ . Скорость диссипации энергии турбулентных пульсаций, исходя из масштаба турбулентных вихрей, составляла:  $\varepsilon = C_\mu^{3/4} (k^{3/2}/l)$ , где  $C_\mu$  — константа модели,  $C_\mu = 0,09$ .

Масштаб турбулентных вихрей оценивался по экспериментальным значениям турбулентных напряжений, скорости и энергии турбулентных пульсаций на входе. Масштаб турбулентных вихрей равнялся  $l = 0,02$  м.

Профиль скорости корректировался с учётом фактического расхода во входном сечении  $0,522$  м<sup>3</sup>/с [4],

то есть все компоненты скорости умножались на коэффициент, равный отношению расхода  $0,522$  м<sup>3</sup>/с к интегралу от аксиальной компоненты скорости по площади входа. Согласно [7] поправка составляет 2%. На рисунке 2 приведён скорректированный профиль скорости. Скорость вращения рабочего колеса составляла 595 об/мин. Закрутка потока вычислялась по приближённой формуле

$$S_w = \int_{R_c}^{R_w} V W r^2 dr / \left( R_w \int_{R_c}^{R_w} W^2 r dr \right) = 0,25.$$

Сравнение результатов расчётов с экспериментальными данными проводилось для распределения давления вдоль верхней и нижней центральных линий и для распределения скорости в сечении  $1b$ . Данные линии идут вдоль стенки отсасывающей трубы от входа в расчётную область до выхода из неё (Рис. 1). Для сечения  $1b$  распределение рассматривалось вдоль линии, соответствующей азимутальному углу  $\alpha = 270^\circ$  (где  $\alpha$  — угол, отсчитываемый от направления потока в хвостовой части трубы), что соответствует положению датчиков в эксперименте [7].

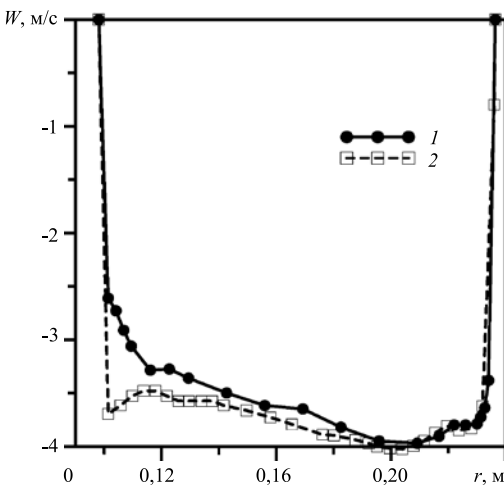


Рис. 2. Аксиальная компонента скорости на входе в отсасывающую трубу; 1 – измерения [2], 2 – измерения [7]

### 3. Модель

Расчёты проводились в программном комплексе SigmaFlow [8], развиваемом специалистами Института теплофизики СО РАН (г. Новосибирск) и Сибирского федерального университета (г. Красноярск). Данный программный комплекс предназначен для решения задач гидродинамики, тепломассообмена и горения и обеспечивает все этапы решения: построение геометрической модели и расчётной сетки, собственно вычисления и анализ результатов с использованием широкого набора графических средств.

Задача исследования турбулентного течения несжимаемой жидкости состоит в решении уравнений Рейнольдса:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0, \quad \rho(\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p + \nabla \cdot (\hat{\tau}^m + \hat{\tau}^t),$$

где  $\hat{\tau}^m$  — тензор вязких напряжений с компонентами  $\tau_{ij}^m = \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)$ , а  $\hat{\tau}^t$  — тензор рейнольдсовых

напряжений с компонентами  $\tau_{ij}^t = \mu_t \left[ \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \right]$ .

Уравнения Рейнольдса замыкаются с помощью одной из следующих моделей турбулентности: стандартной  $k-\varepsilon$  модели;  $k-\varepsilon$  модели Чена [9],  $k-\omega$  SST (shear stress transport — переноса сдвиговых

напряжений) модели Ментера [10], модели Спаларта–Аллармеса (SA — Spalart–Allmaras), а также моделей SARC [11] (Spalart–Allmaras rotation correction — модели Спаларта–Аллармеса с коррекцией на закрутку потока) и  $k-\omega$  SST-CC [12] (curvature correction — с коррекцией на кривизну линий тока), учитывающих закрутку потока. Тестирование задач течения закрученных потоков, описываемых с помощью данных моделей, ранее рассмотрено в статье [13]. Для моделирования граничных условий на твердых границах расчётной области используется метод пристеночных функций. Безразмерное расстояние до стенки на измельчённой сетке составляет  $y_+ \approx 300$ .

Следует заметить, что учёт закрутки потока в моделях SARC и  $k-\omega$  SST-CC осуществляется с помощью специальных коэффициентов в уравнениях для турбулентных характеристик. С этой целью в модели SARC в член уравнения переноса модифицированной вязкости, определяющий генерацию, добавляется поправочный коэффициент, введенный Шуром и др. [11], который описывает влияние на турбулентность кривизны линий тока. В модели  $k-\omega$  SST-CC аналогичный множитель включается в члены генерации в уравнениях  $k$  и  $\omega$  модели  $k-\omega$  SST Ментера, что соответствует модели, предложенной в работе [12]. Данное преобразование является распространением поправки на кривизну линий тока, вводимой в модели SARC, на модель  $k-\omega$  SST.

На выходе из отсасывающей трубы задавались условия Неймана для всех величин. Решение системы уравнений, описывающих течение несжимаемой жидкости, производилось с помощью процедуры расщепления SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations — полуявного метода для связывающих давление уравнений) [14, 15]. Дискретизация уравнений переноса основывалась на методе конечных объемов. Применялись блочно-структурированные расчётные сетки, состоящие из гексаэдральных ячеек. Конвективные члены в уравнении импульса аппроксимировались с помощью схемы Quick [15], а в уравнениях турбулентных характеристик — с помощью схемы Umist TVD (Total Variation Diminishing — уменьшения полной вариации) [15].

#### 4. Результаты

В сборнике [5] представлены экспериментальные распределения коэффициента давления вдоль нижней и верхней центральных линий (см. Рис. 1):  $C_p = (p - p_{in:wall}) / ((\rho/2)(Q/A_{in})^2)$ , где  $p$  — давление в текущей точке на верхней или на нижней линии,  $p_{in:wall}$  — среднее давление по периметру входа,  $\rho$  — плотность воды,  $Q$  — расход во входном сечении,  $A_{in}$  — площадь входа. Распределение коэффициента давления вдоль трубы нормировалось таким образом, чтобы на выходе было  $C_p = 1$ . Для интегральной характеристики работы отсасывающей трубы использовался коэффициент восстановления давления, который находился следующим образом:  $C_{p:wall} = (p_{out:wall} - p_{in:wall}) / ((\rho/2)(Q/A_{in})^2)$ , где  $p_{out:wall}$  — среднее давление по периметру выхода; значения среднего давления по сечениям входа–выхода оценивалось по давлению в точках расположения датчиков в эксперименте (по восьми точкам на стенке при входе и одиннадцати — на выходе). Интегральные характеристики ( $C_{p:mean}$  — коэффициент восстановления давления, определяемый по сечениям входа–выхода, и  $\zeta$  — коэффициент потери энергии) рассчитывались по формулам:

$$C_{p:mean} = \left( \frac{1}{A_{out}} \iint_{A_{out}} p dA - \frac{1}{A_{in}} \iint_{A_{in}} p dA \right) / ((\rho/2)(Q/A_{in})^2),$$

$$\zeta = \left( \iint_{A_{in}} (p + \rho v^2 / 2) \mathbf{v} n dA - \iint_{A_{out}} (p + \rho v^2 / 2) \mathbf{v} n dA \right) / \iint_{A_{in}} (\rho v^2 / 2) \mathbf{v} n dA,$$

где  $\mathbf{n}$  — нормаль к поверхности входа или выхода,  $A_{out}$  — площадь выхода,  $v$  — модуль скорости.

В первую очередь было рассмотрено влияние граничных условий на результаты расчёта. На рисунке 3 приведены профили скорости в сечении  $1b$ , найденные при двух различных постановках: с использованием в качестве граничных условий на входе, соответственно, данных измерений из [7] и [2] (турбулентность описывалась моделью  $k-\omega$  SST). Как видно из рисунка 3,  $a$ , вблизи оси трубы аксиальная компонента скорости лучше соответствует экспериментальным данным. Для течения в конусной части об этом можно судить по ширине зоны рециркуляции за рабочим колесом: вблизи оси трубы зона более узкая. Отличие экспериментальных данных для входного сечения от вычисленных состоит в форме профиля аксиальной компоненты скорости: измерения [7] содержат локальный экстремум аксиальной

компоненты скорости вблизи стенки обтекателя рабочего колеса, влияющий на формирование зоны рециркуляции за рабочим колесом.

Профиль тангенциальной компоненты скорости в сечении  $1b$  отличается в измерениях [2] и [7] (Рис. 3, б). В измерениях [2] абсолютная величина тангенциальной компоненты существенно меньше вычисленных. По-видимому, данные [7] точнее, так как лучше удовлетворяют условию консервативности потока момента импульса. Действительно, согласно [7] его величина на входе в отсасывающую трубу и в сечении  $1b$  остается постоянной и составляет  $99 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$ , в то время как, согласно [2], поток на входе равняется  $98 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$ , а в сечении  $1b$  его величина падает до  $76 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$ . В расчёте также соблюдается консервативность момента импульса ( $102 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$ ). Расчётный профиль тангенциальной компоненты скорости (Рис. 3, б) хорошо согласуется с экспериментальными данными [7], за исключением области вблизи оси конуса.

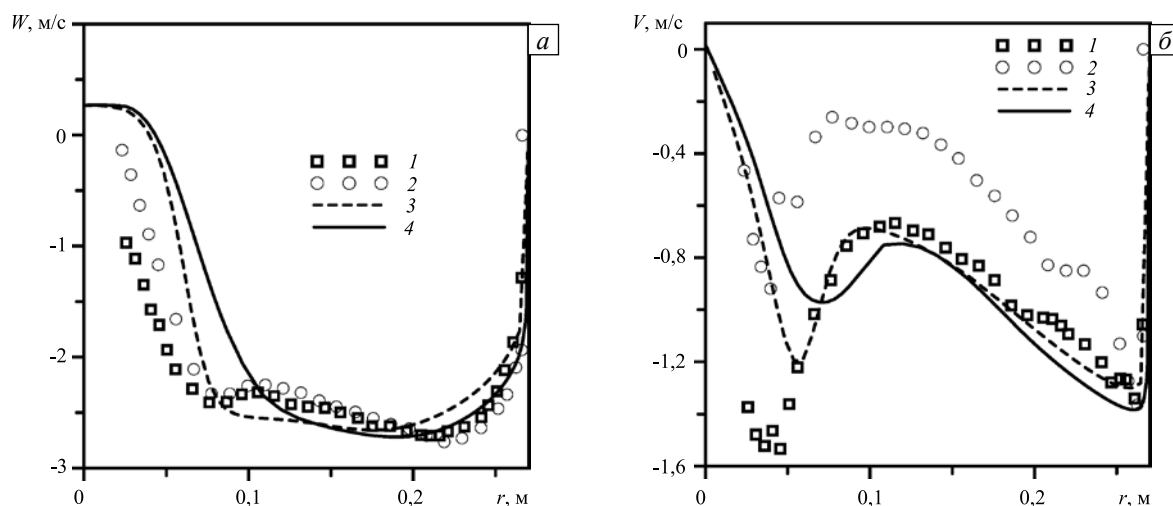


Рис. 3. Аксиальная (а) и тангенциальная (б) компоненты скорости в сечении  $1b$ ; 1 – измерения [7], 2 – измерения [2], 3 – расчёт с профилем из [7] на входе, 4 – расчёт с профилем скорости на входе по данным из [2]

На рисунке 4 приведены распределения коэффициента давления вдоль отсасывающей трубы, полученные на различных расчётных сетках при использовании турбулентной модели  $k-\omega$  SST. Распределение коэффициента давления вдоль нижней центральной линии показано на рисунке 4, а. Судя по нему, измельчение сетки позволяет повысить точность расчёта течения вблизи точки  $L=1,2$ , находящейся в «пятке» отсасывающей трубы — в месте перехода вертикального канала в горизонтальный. В углу «пятки» образуются вихри, что приводит к появлению минимумов давления на стенке. Расчёты на более мелких сетках свидетельствуют о наличии двух минимумов вблизи угла, соответствующих экспериментальным точкам.

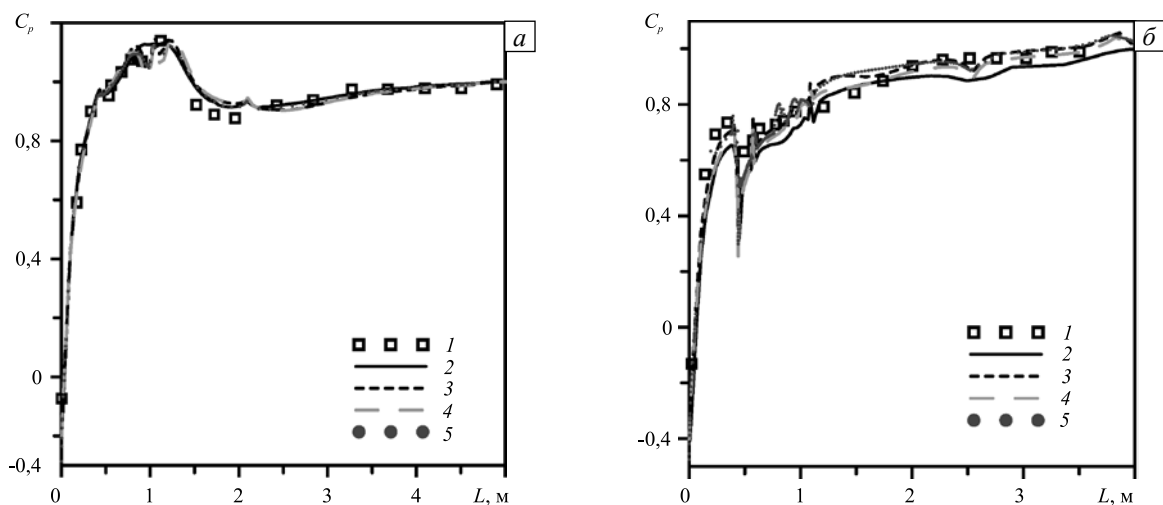


Рис. 4. Распределение коэффициента давления вдоль нижней (а) и верхней (б) центральных линий; 1 – эксперимент; 2 – расчёт на сетке с 29 тыс. ячеек; 3 – 232 тыс. ячеек; 4 – 830 тыс. ячеек; 5 – 1,1 млн. ячеек

На сетке, содержащей 1,1 млн. контрольных объемов, были проведены вычисления интегральных характеристик закрученного течения с использованием различных моделей турбулентности (см. Табл.). Из таблицы видно, что все расчёты в той или иной степени завышают значение  $C_{p\,wall}$ . Возможно, это связано с распределением давления на входе. Экспериментальное распределение давления на входе имеет минимум внутри области, а давление на стенке близко к среднему по сечению давлению. В расчётах же минимум давления на входе приходится на стенку (Рис. 5). Соответственно, давление на стенке значительно ниже среднего давления на входе, что приводит к завышению коэффициента восстановления давления. Графики на рисунках 4 и 6 показывают, что найденное распределение давления в остальной части исследуемой области совпадает с экспериментальным. Коэффициент давления, рассчитанный по площади сечения, наоборот, несколько занижается. Все модели, за исключением SA и SARC, дают близкие результаты.

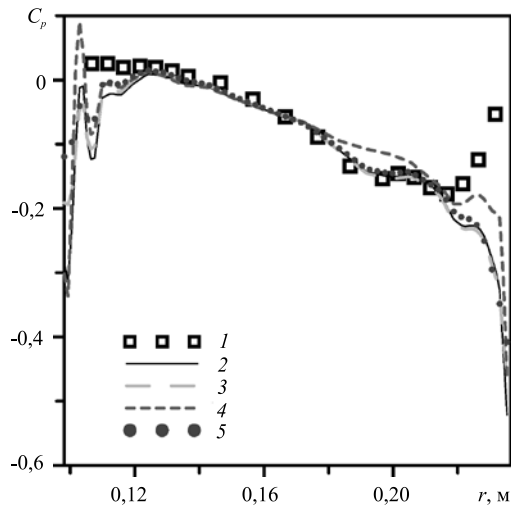


Рис. 5. Экспериментальное (кривая 1) и расчетное (кривые 2–5) распределение коэффициента давления на входе; апробированные модели турбулентности: стандартная  $k-\epsilon$  (кривая 2),  $k-\epsilon$  Чена (3), SA (4),  $k-\omega$  SST (5)

Таблица. Интегральные характеристики в зависимости от модели турбулентности

Тип модели	$C_{p\,wall}$	$C_{p\,mean}$	$\zeta$
Стандартная $k-\epsilon$	1,37	0,97	0,24
$k-\epsilon$ Чена	1,30	1,00	0,16
SA	1,30	0,88	0,28
$k-\omega$ SST Менгера	1,28	0,99	0,18
SARC	1,28	0,93	0,26
$k-\omega$ SST-CC	1,25	0,98	0,22

Близким для всех моделей получается и распределение коэффициента давления по длине трубы (Рис. 6). Расхождение наблюдается в углу «пятки»: модели  $k-\epsilon$  стандартная и  $k-\epsilon$  Чена не воспроизводят два максимума давления вдоль нижней центральной линии; модель Спаларта–Аллмареса даёт дополнительные экстремумы коэффициента давления в области изгиба и занижает падение давления после него. Наилучшее совпадение распределения давления вдоль нижней центральной линии имеет место при модели  $k-\omega$  SST.

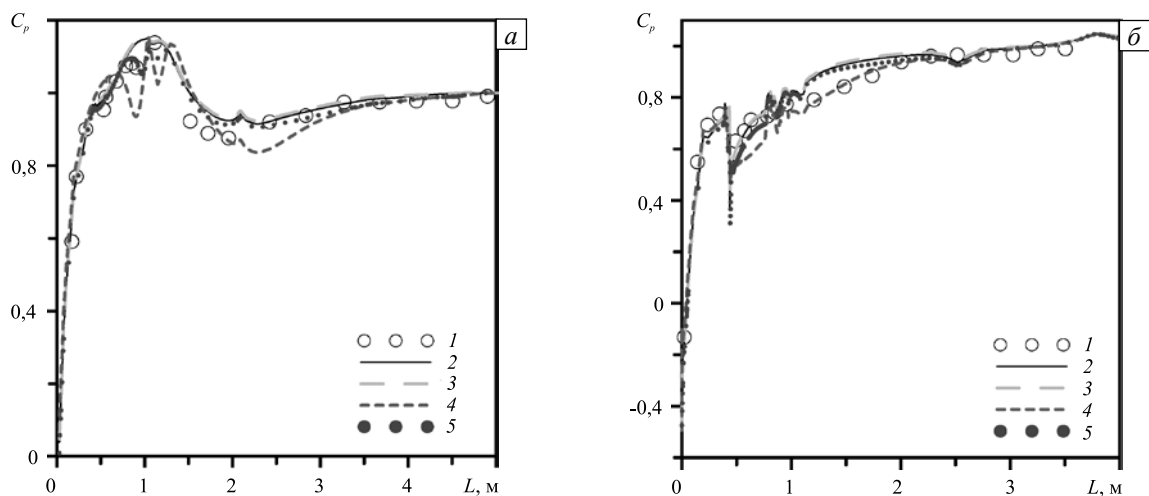


Рис. 6. Экспериментальное (кривая 1) и расчетное (кривые 2–7) распределение коэффициента давления вдоль нижней (а, в) и верхней (б, г) центральных линий; апробированные модели турбулентности: стандартная  $k-\epsilon$  (кривая 2),  $k-\epsilon$  Чена (3), SA (4),  $k-\omega$  SST (5), SARC (6),  $k-\omega$  SST CC (7)

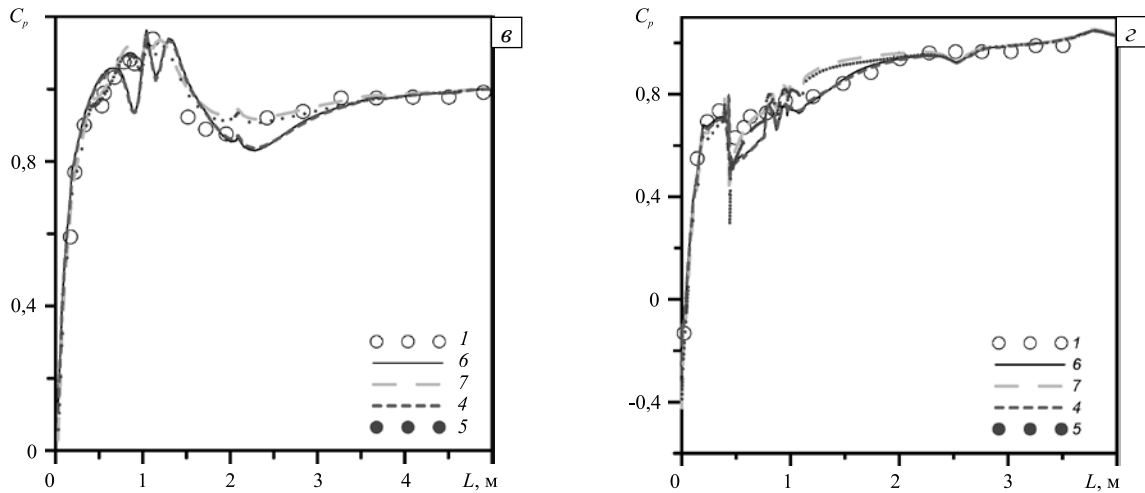


Рис. 6. Продолжение

Профиль аксиальной компоненты скорости в сечении  $1b$  получается близким для всех моделей (Рис. 7,  $a, в$ ). Во всех расчётах зона рециркуляции имеет одинаковую ширину. Небольшое отличие наблюдается вблизи стенки отсасывающей трубы: модель SA точнее воспроизводит пристеночную область течения. Для тангенциальной компоненты скорости различие между результатами при разных моделях является несущественным в области свободного вихря ( $0,1 < r < 0,25$ ) (Рис. 7,  $б, з$ ). На границе вынужденного вихря ( $r = 0,05$  м) модель SA даёт наибольшую абсолютную величину тангенциальной компоненты скорости. Применение поправки на закрутку потока влияет на результаты несущественно (Рис. 6,  $в, з$ ; Рис. 7,  $в, з$ ).

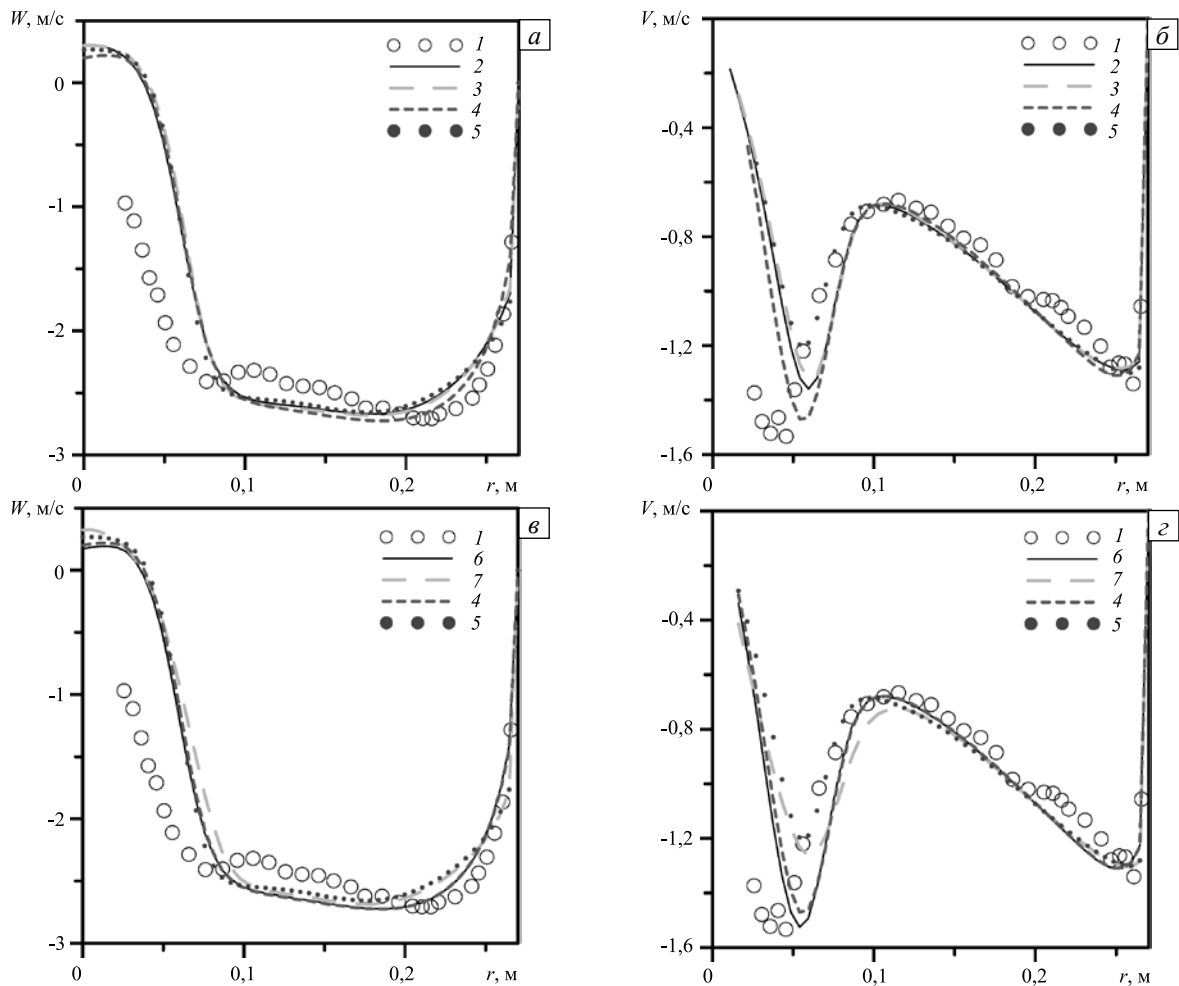


Рис. 7. Аксиальная ( $a, в$ ) и тангенциальная ( $б, з$ ) компоненты скорости в сечении  $1b$  для разных моделей турбулентности: стандартная  $k-\varepsilon$  (кривая 2),  $k-\varepsilon$  Чена (3), SA (4),  $k-\omega$  SST (5), SARC (6),  $k-\omega$  SST CC (7); кривая 1 – эксперимент

## 5. Заключение

В работе было проведено численное моделирование течения в отсасывающей трубе Turbine-99 с использованием различных моделей турбулентности. Показано, что на достоверность расчётов существенное влияние оказывает постановка граничных условий на входе. Использование в качестве профиля скорости на входе данных [7] позволило точнее описать течение в конусе отсасывающей трубы. Об этом свидетельствует ширина зоны рециркуляции: в этом случае она меньше, чем вычисленная на основе данных [2].

Выполненные расчёты показали, что в конусе отсасывающей трубы рассмотренные RANS модели, в целом, дают близкие результаты, удовлетворительно согласующиеся с данными экспериментов [7]. В начальной области отсасывающей трубы лучше описывают течение модели SA и, особенно, SARC: они точнее воспроизводят как аксиальную компоненту скорости вблизи стенки отсасывающей трубы, так и профиль тангенциальной компоненты скорости. В то же время распределение давления, вычисленное по моделям SA и SARC, в области «пятки» и после ее прохождения существенно отклоняется от экспериментальных данных, что говорит о формировании более многочисленных и интенсивных вихрей в изгибе отсасывающей трубы. Такие модели как  $k-\varepsilon$  стандартная и  $k-\varepsilon$  Чена и вовсе не воспроизводят здесь минимум давления. Поскольку в соответствующих режимах поток закручен слабо, влияние коррекции на закрутку потока [11, 12] в этом случае незначительно. По итогам проведённого исследования наилучшие результаты продемонстрировала модель  $k-\omega$  SST, которая позволяет получить корректное распределение давления и хорошо описывает течение на начальном участке.

Работа выполнена при финансовой поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы и грантом Правительства России № 11.G34.31.0046 государственной поддержки научных исследований, проводимых под руководством ведущих ученых в российских вузах (ведущий ученый — К. Ханьялич, НГУ, г. Новосибирск).

## Литература

1. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: турбины и насосы. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
2. Andersson U. An experimental study of the flow in a sharp-heel draft tube // Licentiate Thesis 2000: 08, Lulea University of Technology, Lulea, 2000. – 15 p. (URL: <http://epubl.luth.se/1402-1757/2000/08/LTU-LIC-0008-SE.pdf>)
3. Gebart B.R., Gustavsson L.H., Karlsson R.I. // Proceedings of Turbine-99 – Workshop on draft tube flows, Porjus, Sweden, 20-23 June, 1999.
4. Engström T.F., Gustavsson L.H., Karlsson R.I. // Proceedings of Turbine-99 – Workshop 2 on draft tube flows, Älvkarleby, Sweden, 18-20 June, 2001. – 55 p. (URL: [http://pure.ltu.se/portal/files/276891/Turbine-99\\_Workshop2\\_proceedings.pdf](http://pure.ltu.se/portal/files/276891/Turbine-99_Workshop2_proceedings.pdf))
5. Cervantes M.J., Engström T.F., Gustavsson L.H. // Proceedings of the third IAHR/ERCOFTAC Workshop on draft tube flows Turbine 99, Porjus, Sweden, 2005. – 193 p.
6. Nilsson H. Evaluation of OpenFOAM for CFD of turbulent flow in water turbines // Proceedings of 23<sup>rd</sup> IAHR Symposium, Yokohama, October 2006. – 9 p. (URL: [http://www.tfd.chalmers.se/~hani/pdf\\_files/IAHR2006.pdf](http://www.tfd.chalmers.se/~hani/pdf_files/IAHR2006.pdf))
7. Cervantes M.J., Lövgren H.M. Radial velocity at the inlet of the Turbine-99 draft tube // Proceedings of 2<sup>nd</sup> IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, October 24-26, 2007.
8. Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Минаков А.В. Современные возможности CFD кода SigmaFlow для решения теплофизических задач // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии: Сб. научных статей. – Киев: «НПБК Триакон», 2010. – № 2 (4). – С. 117-122.
9. Chen Y.S., Kim S.W. Computation of turbulent flows using an extended  $k-\varepsilon$  turbulence closure model // NASA CR-179204. – 1987. – 30 p. (URL: [http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19880002587\\_1988002587.pdf](http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19880002587_1988002587.pdf))
10. Menter F.R. Zonal two equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows // AIAA 93-2906. – 1993. – 21 p. (URL: [http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19960044572\\_1996071202.pdf](http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19960044572_1996071202.pdf))
11. Spalart P.R., Shur M.L. On the sensitization of turbulence models to rotational and curvature // Aerosp. Sci. Technol. – 1997. – V. 1, N. 5. – P. 297-302. DOI
12. Smirnov P.E., Menter F.R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT2008, Berlin, Germany, June 9-13, 2008. – P. 2305-2314. DOI
13. Сентябов А.В., Гаврилов А.А., Дектерев А.А. Исследование моделей турбулентности для расчёта закрученных течений // Теплофизика и аэромеханика. – 2011. – Т. 18, № 1. – С. 81-93.
14. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
15. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.

Поступила в редакцию 03.09.12; опубликована в электронном виде 25.04.13

### Сведения об авторах

Сентябов Андрей Васильевич, инж., Институт теплофизики СО РАН, Россия, 630090, Новосибирск, просп. Академика Лаврентьева, д. 1; Email: Sentyabov\_a\_v@mail.ru

Гаврилов Андрей Анатольевич, вед.инж., Институт теплофизики СО РАН; Email: gavand@yandex.ru

Дектерёв Александр Анатольевич, ктн, снс, Институт теплофизики СО РАН; Email: dekterev@mail.ru

Минаков Андрей Викторович, кфмн, доц., Сибирский федеральный университет, Россия, 660079, Красноярск, пр. Свободный, д. 79; Email: tov-andrey@yandex.ru