

УДК 621.311.21, 621.232.524, 681.513.1

## ТРЕХМЕРНОЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ШНЕКОВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

<sup>1</sup>Умбетов Е.С., <sup>1</sup>Уткин Л.А., <sup>2</sup>Омаров Р.А., <sup>3</sup>Осмонов Ы.Д., <sup>1</sup>Шоколакова Ш.К.

<sup>1</sup>Некоммерческое акционерное общество «Алматинский университет энергетики и связи», Алматы, e-mail: erumbetov64@mail.ru;

<sup>2</sup>Научно-исследовательский институт электрификации и механизации сельского хозяйства, Алматы, e-mail: kazniimesh@yandex.kz;

<sup>3</sup>Кыргызский национальный аграрный университет, Бишкек, e-mail: Osmonov.ysman@mail.ru

Настоящая статья посвящена методу трехмерного гидродинамического моделирования, для оптимизации параметров микроГЭС, с использованием программного продукта FlowVision-HPC для вариантного анализа объемно-шнекового профиля четырех и пяти лопастной гидротурбины.

**Ключевые слова:** трехмерное гидродинамическое моделирование, вариантный анализ, шнековая гидротурбина, микрогэс

## THREE-DIMENSIONAL HYDRODYNAMICAL MODELING OF THE AUGER HYDRO TURBINE

<sup>1</sup>Umbetov E.S., <sup>1</sup>Utkin L.A., <sup>2</sup>Omarov R.A., <sup>3</sup>Osmonov I.D., <sup>1</sup>Shokolakova S.K.

<sup>1</sup>Non-commercial joint-stock company «Almaty university of power engineering and telecommunication», Almaty, e-mail: erumbetov64@mail.ru;

<sup>2</sup>Research institute of electrification and mechanization of agriculture, Almaty, e-mail: kazniimesh@yandex.kz;

<sup>3</sup>Kyrgyz National Agricultural University, Bishkek, e-mail: Osmonov.ysman@mail.ru

This article is devoted to the method of three-dimensional hydrodynamic modeling, to optimize the micro hydro using software FlowVision-HPC and to variant analysis for space- auger profile four or five screw hydro turbine.

**Keywords:** three-dimensional hydrodynamical modeling, auger hydro turbine, variant analysis, micro hydro plant

В настоящее время применение методов математического моделирования обтекания лопастных решеток и иных элементов конструкций микроГЭС и определения их характеристик, является актуальным. Такая методика позволяет не только провести оптимизацию проектируемого объекта, но и значительно уменьшить объемы дорогостоящих экспериментальных исследований. Конечно, проведение модельных или натуральных испытаний необходимо для подтверждения результатов численного моделирования.

Для рационального проектирования новых гидротурбин необходимо знать характеристики пространственного течения во всех элементах проточной части.

Нами представлен для трехмерного моделирования новая конструкция объемно-шнековой гидротурбины адаптированной к идеальному процессу пространственного течения жидкости.

Предлагаемая шнековая гидротурбина состоит условно из трех частей в котором учитываются все процессы объемного течения жидкости, в частности:

– режим входа в гидротурбину, т.е. изначально течение имеет вращательное течение,

обусловленным углом наклона направляющих, соответственно верхняя часть турбины выполнена в виде спиральной камеры;

– режим плавного перехода для ускорения турбины, т.е. течение полностью подготавливается к переходу от потенциальной энергии в кинетическую энергию;

– режим закрутки, т.е. острый угол турбины полностью ускоряет вращательный момент.

Известно работы, в которых исследование трехмерного обтекания проточной части проводилось различными программными комплексами, которые имеют ряд особенностей FlowVision-HPC [1, 2, 3]. На основе известных методик [4, 5] нами предложен алгоритм трехмерного моделирования шнековой турбины:

1. Постановка задачи, задание цели моделирования, выбор расчетной области с подготовкой геометрии модели.

2. Наложение на геометрическую модель сетки контрольных объемов.

3. Задание условий моделирования (свойств вещества, граничных условий).

4. Построение расчетной сетки.

5. Получение результатов гидродинамического расчета.

На основании имеющихся чертежей в Flowvision создаем эскиз меридионального сечения лопастных систем в соответствии с рис. 1, а. При этом необходимо определить положение втулки, периферии, входа, выхода, а также входной и выходной кромок.

В качестве исходных данных для получения геометрии лопасти необходимо задать углы входа и выхода лопасти на втулке и периферии, количество лопастей, а также распределение толщины по длине лопасти. Данные берем из проведенного ранее расчета и составляем расчетные сегменты в соответствии с рис. 1, б.

Использование модели сегмента лопастной системы значительно сокращает время расчета и необходимые вычислительные ресурсы, поскольку качественная сетка имеет гораздо меньшее количество узлов.

Как было сказано ранее на основании созданной ранее геометрии сетка контрольных объемов накладывается в программе Flowvision в соответствии с рис. 1.

Создание сетки можно условно разделить на два этапа:

- разбиение на элементы всей области системы;
- создание сетки пограничного слоя.

Некоторые параметры качества сетки можно отслеживать сразу при ее получении, основываясь на рекомендациях разработчика ПО. В результате, получены следующие сетки контрольных объемов:

Как видно из представленных рисунков основной объем системы разбит тетра

(tetra) сеткой, а пограничный слой – гекса (hexa) сеткой. Подобное наложение сетки контрольных объемов позволяет рассчитать пограничный слой и одновременно с этим быстро рассчитать остальной поток.

Создаем граничные условия, которые ограничены граничными поверхностями, которые соответствуют внешним стенкам шнековой турбины и шнековой спирали. На соответствии с рис. 2 показано разбиение на поверхности.

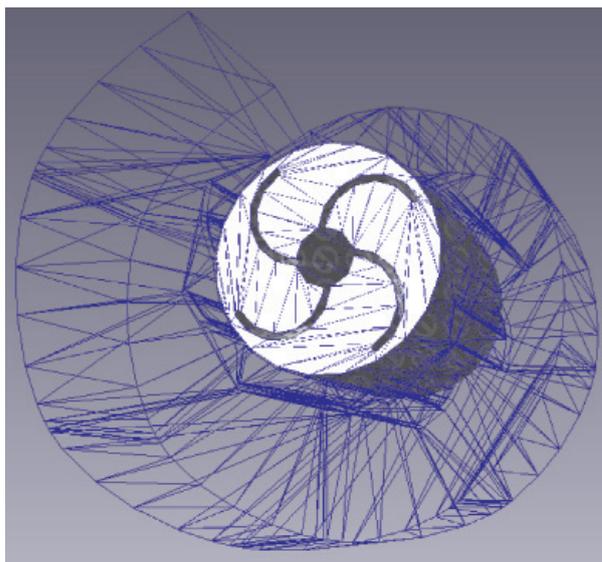
Также необходимо задать скорость и направления вращения турбины.

При расчете использовалась следующая плотность разбиения 158 000 узлов.

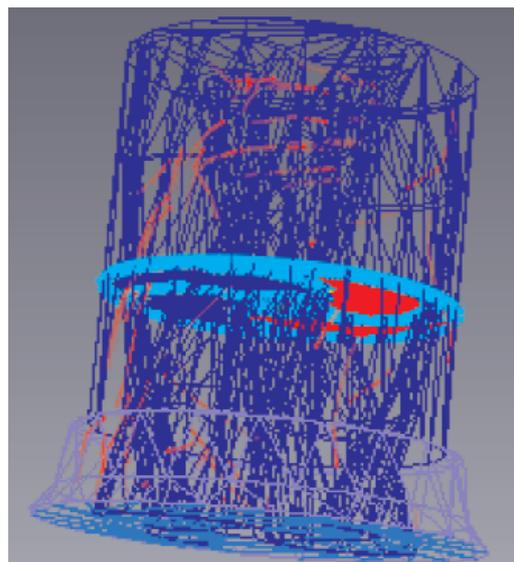
В качестве рабочей жидкости принята вода из стандартной библиотеки Ansys, для которой характерны следующие параметры: плотность 997,0 кг/м<sup>3</sup>, молярная масса 18,02 г/моль, температура 25°C, удельная теплоемкость 4181,7 Дж/кг·К.

Кроме того для каждой лопастной системы необходимо задать граничные условия, которые назначаем исходя из рекомендаций и программы условий работы. Представим граничные условия, используемые для расчета, в следующей табл. 1.

Интерфейс периодичности устанавливается на поверхности, полученные в результате образования сегмента с целью замыкания расчета по всей области течения. Конкретные численные значения граничных условий согласно табл. 1 устанавливаются в зависимости от расчетного режима с учетом логики вычислений.



а



б

Рис. 1. Сетка контрольных объемов:  
а – спиральная камера; б – шнековая турбина

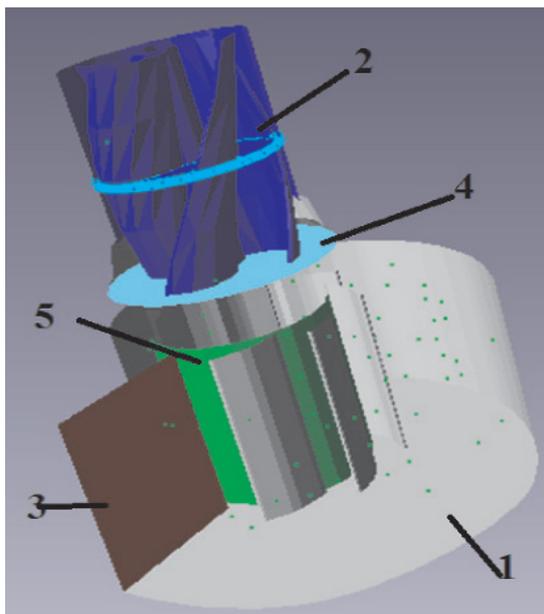


Рис. 2. Структура геометрии граничных поверхностей:

- 1 – серый цвет – неподвижные стенки;
- 2 – синий цвет – вращающиеся поверхности;
- 3 – красный цвет – поверхность входа потока жидкости;
- 4 – голубой цвет – поверхность выхода потока жидкости;
- 5 – зеленый цвет – скользящая поверхность (осуществляет связь между шнеком и спиралью)

Таблица 1

Структура параметров граничных условий

Граничные условия входа	Полное статическое давление
Частота вращения шнека	об/мин
Граничные условия выхода	Статическое давление

При моделировании применяется стандартная модель турбулентности  $k-\epsilon$  (существует также RNG и realizable  $k-\epsilon$  модели). Данная модель является наиболее предпочтительной в большинстве технических расчетов, поскольку она позволяет получить результат удовлетворительной точности (достаточно хорошо согласующийся с физическим экспериментом) при разумных временных затратах. Данная модель является полумпирической и построенной в предположении о реализации полностью развитых турбулентных течений при больших числах Рейнольдса [6].

В Flowvision стандартная модель турбулентности описывается следующим образом.

Кинетическая энергия турбулентности и скорость диссипации кинетической энер-

гии могут быть получены из следующих уравнений переноса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(pk) + \frac{\partial}{\partial x_i}(pk u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + (1)$$

$$+ G_K + G_b - p\epsilon - Y_M + S_K;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(p\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(p\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + (2)$$

$$+ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_K + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} p \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon.$$

Таким образом, часть пограничного слоя вблизи стенки при использовании модели турбулентности  $k-\epsilon$  описывается эмпирической функцией с эмпирическими коэффициентами. Рекомендуется, чтобы значение  $y^+$  на твердой стенке составляло не более 300. То есть, практически весь профиль скорости вблизи стенки аппроксимируется эмпирическим соотношением, что отражается на точности моделирования пограничного слоя.

Существуют модели турбулентности, которые позволяют смоделировать эпюру скорости вблизи стенки без использования пристеночных функций. К таким моделям относятся модели  $k-$ , SST и прочие модели на их основе. Эти модели позволяют получить более точные решения, однако для их корректного использования необходимо расчетную область вблизи стенки разбивать на сетку. Поскольку толщина пограничного слоя, как правило, составляет очень маленькое значение и поэтому необходимо использовать крайне густую сетку. Получить решение для столь густых сеток способны лишь специальные расчетные станции или кластеры на базе самых современных вычислительных машин.

Геометрия изменялась в результате проведенных расчетов с целью повышения эффективности. Анализ проводился по эпюрам распределения скоростей и давлений, представленных в соответствии с рис. 3–4 а также по интегральным показателям лопастных систем на входе и выходе расчетных областей.

В поле распределения скоростей показано турбулентное перемещение потока в рабочей части, поле распределение давления показано неравномерность загрузки всех лопаток – это вызвано малым их количеством, что приводит к срыву потока скорости вследствие чего появлению турбулентности. Интегральные значения параметров лопастных систем сведем в следующую табл. 2.

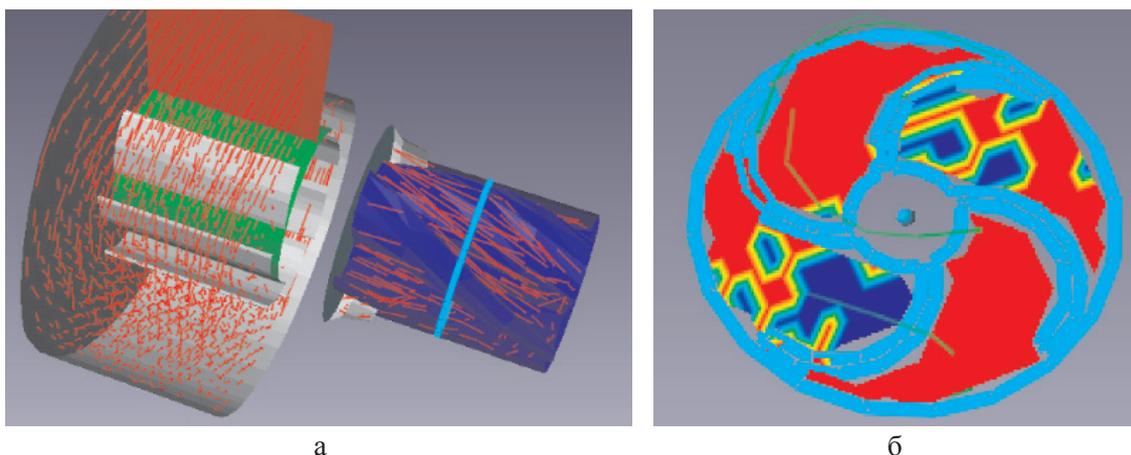


Рис. 3. Поле распределения параметров в динамике в FlowVision:  
а – абсолютная скорость; б – давления лопасти

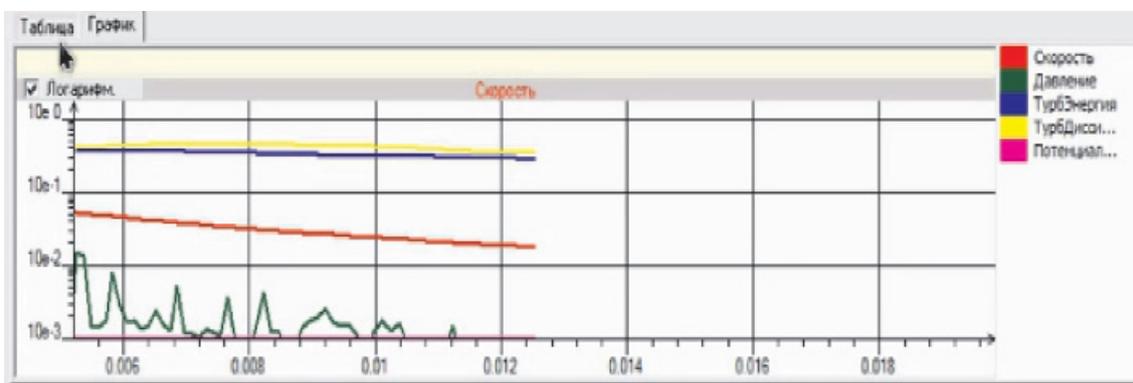


Рис. 4. График распределения абсолютной скорости и давления лопасти в программе FlowVision

Таблица 2

Интегральные значения параметров лопастных систем

Параметры лопастных систем в турбине	Значения
Расход в круге циркуляции, м <sup>3</sup> /с	
Полное давление на входе, кПа	234,5
Полное давление на выходе, кПа	99,1
абсолютной скорости на входе, м/с	3,50
абсолютной скорости на выходе, м/с	0,50
Мощность на валу, кВт	0,81
Момент, Н·м	2,59
КПД, %	76,7

Как видно из табл. 2, полученные лопастные системы с достаточной степенью точности согласуются между собой в расчетной точке, чем доказывается принципиальная возможность создания шнековой турбины. По полученным результатам можно рассчитать изменения геометрических параметров лопастных решеток.

Таким образом, применение метода трехмерного гидродинамического моделирования позволило выбрать оптимальную геометрию потока и лопастной системы, а также наметило пути изменения лопасти шнековой турбины, обеспечивающих высокую эффективность.

**Выводы**

1. На основе программного продукта FlowVision-НРС составлен алгоритм трехмерного моделирования.

2. Общая структура гидродинамического расчета начата с подготовки геометрии расчетной модели. Реализация проведена с помощью программного пакета ANSYS CFX-5, в котором по полученным поверхностям были созданы твердые тела, что существенно упростило импорт модели в среду FlowVision-НРС.

3. В результате проведения трехмерного гидродинамического моделирования для различных расходов при заданной частоте вращения на входе в лопастную решетку были получены данные для построения энергетических характеристик шнековой турбины.

**Список литературы**

1. Викторов Г.В. Трехмерная задача для решеток лопастей гидромашин // Тр. МЭИ. – 1972. – Вып. 132. – С. 66–79.
2. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 14.5. October 2012. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide. Release 14.5. October 2012.
3. Домбровский В.В., Коломейцева М.Б., Орахелашвили Б.М. Моделирование гидроэнергетических процессов малой ГЭС для задачи управления частотой гидроагрегата // Электрические станции. – 2002. – № 2. – С. 37–44
4. Лямасов А.К. Исследование работы гидромашин малой ГЭС: центробежного насоса в обратном режиме и гидродинамической передачи // Вестник УГАТУ. – 2013. – Т. 17. – № 3 (56). – С. 189–193.
5. Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Исследование работы обратных центробежных насосов в качестве турбин малых ГЭС // Труды второй Всероссийской научно-практической конференции Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем «Энерго-2012». – М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – С. 377–380.
6. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. – 108 с.