

УДК 621.22

DOI: 10.15372/PMTF202215093-2

ПОДХОД К ЛАБОРАТОРНОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ЗА РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ГИДРОТУРБИНЫ

2. ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДА

А. С. Устименко*, И. В. Литвинов^{**,**}, В. И. Сонин*,
С. И. Шторк^{**}, П. А. Куйбин^{**,**}, А. В. Семенова*

* АО “Силовые машины”, Санкт-Петербург, Россия

** Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия

*** Новосибирский национальный исследовательский государственный университет, Новосибирск, Россия

E-mails: ustimenko_as@power-m.ru, litvinov@itp.nsc.ru, v17v@mail.ru, shtork@itp.nsc.ru, kuibin@itp.nsc.ru, semenova_av@power-m.ru

Описывается подход к моделированию распределения скорости, характерного для потока за рабочим колесом гидротурбины, позволяющий существенно снизить расходы на проведение испытаний. Поток создается с помощью специального аппарата — завихрителя, представляющего собой комбинацию двух лопаточных решеток: неподвижной и вращающейся. С помощью методики проектирования завихрителей для генерации полей скорости, соответствующих распределениям скоростей за реальными гидротурбинами, создано восемь лопаточных решеток, моделирующих распределения скорости при оптимальных режимах работы гидротурбин различного типа. Проводится проверочный численный расчет параметров течения в пакете Ansys, а также сравнение спроектированных распределений скорости с экспериментальными, полученными на аэродинамическом лабораторном стенде с помощью лазерно-доплеровского анемометра. Показано, что проектные, расчетные и экспериментальные распределения скорости за рабочим колесом гидротурбины удовлетворительно согласуются. Таким образом, апробирован перспективный подход к лабораторному моделированию течения в проточной части гидротурбины и показана его эффективность.

Ключевые слова: моделирование, проектирование, эксперимент, гидротурбина

Введение. В настоящее время представляет интерес исследование задачи эксплуатации гидротурбин при нерасчетных режимах, когда поток на выходе из рабочего колеса закручен и в нем возникают опасные пульсации давления, вызванные формированием прецессирующего вихревого ядра или вихревого жгута [1, 2]. В связи с этим разработка методики проектирования гидротурбин с учетом новых требований является актуальной задачей гидроэнергетики.

В настоящей работе описан подход к моделированию распределения скорости, характерного для потока на входе в отсасывающую трубу гидротурбины. Этот подход позволя-

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (код проекта 21-79-10080) в рамках проведения экспериментальных исследований и государственного задания Института теплофизики СО РАН (код проекта 121031800229-1) в части подготовки инфраструктуры и оборудования.

© Устименко А. С., Литвинов И. В., Сонин В. И., Шторк С. И., Куйбин П. А., Семенова А. В., 2023

ет существенно снизить расходы на проведение испытаний. В работе [3] подробно описана процедура проектирования лопаточных решеток турбин различного типа (радиально-осевые и поворотно-лопастные). При этом использовался комплексный подход, включающий выбор принципиальной схемы завихрителей, решение обратной задачи, что позволяет восстановить профили лопаток направляющего аппарата (НА) и лопастей рабочего колеса (РК), необходимые для реализации того или иного распределения скорости.

Еще одним существенным упрощением при экспериментальном моделировании является замена водной среды на воздушную [4, 5]. Такая замена успешно применялась в СССР в 30–50-х гг. XX в. на аэростендах Ленинградского политехнического института и Ленинградского металлического завода [6, 7], что было обусловлено отсутствием методик измерения скорости в потоке воды. В настоящее время такой подход применяется крайне редко, однако имеет ряд преимуществ. При использовании воздуха в качестве рабочей среды не возникает необходимости надежной герметизации соединений, что среди прочего дает возможность оперативно вносить изменения в экспериментальный стенд. При этом конструктивные элементы рабочих участков не подвергаются большому динамическим нагрузкам, что в свою очередь позволяет применять 3D-печать из доступных пластиковых материалов.

В настоящей работе проведен проверочный расчет параметров течения в программе Ansys, а также выполнена экспериментальная проверка полученных результатов проектирования и расчетов на аэродинамическом стенде. Рассмотрено восемь комбинаций завихрителей с распределениями скоростей, соответствующими оптимальным режимам работы радиально-осевой и поворотно-лопастной гидротурбин. Таким образом, апробирован подход к лабораторному моделированию течения в проточной части гидротурбины, перспективный с точки зрения решения задач гидроэнергетики.

1. Расчет завихрителей для условий испытательного стенда. В работе [3] показано, что в случае использования комбинации двух завихрителей (статического и динамического) путем регулирования (за счет изменения расхода, частоты вращения РК) можно получить необходимое распределение скорости. Используется следующий алгоритм пересчета результатов проектирования лопаточных решеток для экспериментальных условий испытательного стенда.

Пересчитывались входные параметры проектирования лопаточных решеток для условий аэродинамического стенда, используемого в данной работе: диаметр РК завихрителя равен $D_{1rig} = 0,1$ м, расход воздуха для стенда $Q_{rig} \leq 0,14$ м³/с, частота вращения РК $n_{rig} \leq 6000$ об/мин.

Частота вращения РК (заданная при проектировании для $D_1 = 1$ м) пересчитывается по формуле подобия

$$n_{rig} = \frac{n}{D_{1rig}^3} \frac{Q_{rig}}{Q},$$

скорости потока — по формулам

$$c_{u rig} = \frac{n_{rig} D_{rig}}{n} c_u; \quad (1)$$

$$c_{z rig} = \frac{n_{rig} D_{rig}}{n} c_z. \quad (2)$$

2. Проверочный расчет параметров течения в программе Ansys Fluent. С целью контроля распределений скорости на выходе из РК и общего характера потока для всех спроектированных вариантов завихрителя выполнялся проверочный расчет параметров течения.



Рис. 1. Область расчета параметров течения в завихрителе:
1 — НА, 2 — РК

Расчеты течения в завихрителях проводились с использованием программы Ansys Fluent в стационарной циклической постановке для условий испытательного стенда ($D_1 = 0,1$ м, $Q = Q_{rig}$, $n = n_{rig}$). Область расчета (рис. 1) состояла из сегмента НА и сегмента РК, использовалась блочно-структурированная расчетная сетка, построенная в программе Ansys TurboGrid, размер сетки составлял порядка 250 000 ячеек на сегмент. В качестве жидкости использовалась вода, в качестве модели турбулентности была выбрана реализуемая $(k-\varepsilon)$ -модель. Также использовались решатель типа pressure-based coupled, метод вычисления градиента Least squares cell-based, схема для вычисления конвективных членов QUICK, схема для вычисления давления PRESTO.

Во входном сечении сегмента НА задавалась постоянная осевая скорость, которая определялась по заданному расходу. В выходном сечении РК задавалось распределение давления с учетом условия радиального равновесия. На входной и выходной границах задавалась интенсивность турбулентности (3 %) при гидравлическом диаметре, равном 0,1 м. Параметры течения в сегменте РК рассчитывались во вращающейся системе координат. Для обмена данными между ротором и статором использовалась модель “mixing plane”. На рис. 2 показаны типы граничных условий, используемых во входных и выходных сечениях сегментов.

Во всех расчетах течения в завихрителях моделировалось вращение периферийной стенки в области РК вместе с лопастями и втулкой. Направление вращения РК совпадает с положительным окружным направлением (по часовой стрелке, если смотреть в направлении потока).

По результатам расчетов течения проводились контроль характера потока и сравнение распределений скорости на выходе из РК, полученных в расчете (контрольное сечение на рис. 2) и заданных при проектировании. Заданные распределения $c_{u1}(r)$, $c_{z1}(r)$ пересчитывались для условий стенда по формулам (1), (2). На основе анализа результатов

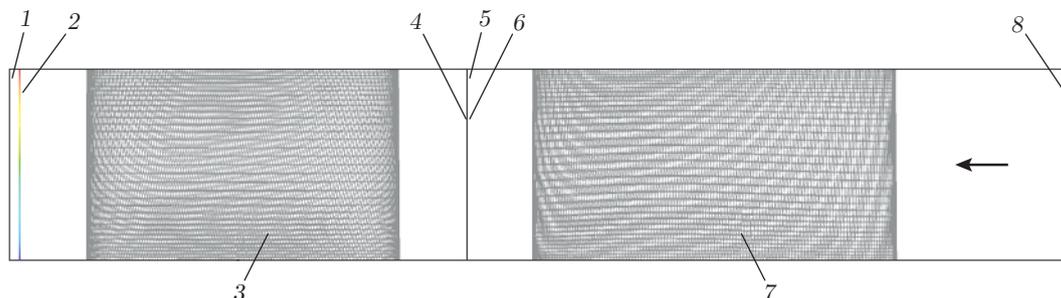


Рис. 2. Меридианная проекция проточного тракта завихрителя:

1, 6 — области, в которых задается граничное условие для давления на выходе, 2 — контрольное сечение, 3 — лопатка РК, 4 — область, в которой задается граничное условие для расхода на входе, 5 — плоскость “mixing plane”, 7 — лопатка НА, 8 — область, в которой задается граничное условие для профиля скорости на входе

расчетов параметров течения некоторые варианты завихрителя были модифицированы для лучшего соответствия заданным выходным скоростям.

Поскольку для энергии потока на выходе из РК было принято условие $dE_2/dr = 0$, приращение момента скорости в алгоритме расчета потока в сечении между НА и РК для разных струек тока задавалось постоянным. Для всех завихрителей рассматриваемой серии алгоритм расчета потока (используемый также для расчета скоростей на выходе из РК) сходился не более чем за семь итераций (время расчета — не более 1 с). В тестовых CFD-расчетах сходимости (невязка менее 10^{-6}) достигалась не более чем за 450 итераций. Время расчета на одном ядре составляло приблизительно 2 ч, на 36 ядрах — приблизительно 5 мин. Изначально для завихрителей был выбран расход $Q_{rig} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$. По данному расходу по формулам подобия пересчитывались частота вращения РК и распределения скорости. Однако анализ результатов CFD-расчетов показал некоторое смещение полученных в расчете окружных скоростей от заданных в отрицательном окружном направлении вблизи втулки, что, возможно, обусловлено относительно большим стеснением потока лопастями вблизи втулки. Уменьшить данный эффект позволило снижение расхода для всех вариантов завихрителя до $0,0485 \text{ м}^3/\text{с}$ (без изменения частоты вращения). Для вариантов завихрителя РО115 ($\alpha = 0$), РО115 ($\alpha = 0,15$, $(rc_u)_{2h} = 0$), ПЛ30 ($\alpha = 0$), ПЛ30 ($\alpha = -0,3$, $(rc_u)_{2h} = 0$), ПЛ30 ($\alpha = 0,3$, $(rc_u)_{2p} = 0$) геометрических модификаций по результатам проверочного расчета не проводилось. Полученные в результате расчета течения в первоначальном варианте геометрии скорости хорошо согласуются с заданными при проектировании. Для вариантов завихрителя РО115 ($\alpha = 0,15$, $(rc_u)_{2p} = 0$), ПЛ30 ($\alpha = 0,3$, $(rc_u)_{2h} = 0$), ПЛ30 ($\alpha = -0,3$, $(rc_u)_{2p} = 0$) с целью лучшего согласования скоростей проводились модификации распределения выходных углов лопасти РК β_{g2} . Для первых двух вариантов было выполнено по одной модификации. Для третьего варианта после первой модификации и последующего тестового расчета была проведена вторая модификация. Для всех завихрителей данной серии осредненная по расходу энергия на выходе из РК меньше, чем на входе. В таблице приведены характеристики окончательных вариантов завихрителя ($N_{НА}$, $N_{РК}$ — количество лопаток НА и РК).

3. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных. На рис. 3 показана геометрия экспериментальной секции аэродинамического стенда, в которой проводились измерения распределения скорости для восьми вариантов комбинаций НА и РК.

Экспериментальный стенд подробно описан в работах [8–10], поэтому ограничимся кратким описанием. Подача воздуха в модель отсасывающей трубы осуществлялась с помощью установки для вдува воздуха МТ-М1С. Расход воздуха измерялся с помощью

Основные параметры завихрителей, в которых реализуются оптимальные режимы,
при $Q_{rig} = 0,0485 \text{ м}^3/\text{с}$

№ п/п	Тип завихрителя	\bar{d}_h	$N_{НА}$	$N_{РК}$	n_{rig} , об/мин
1	ПЛ30 ($\alpha = 0$)	0,4	10	6	2273
2	ПЛ30 ($\alpha = -0,3, (rc_u)_{2h} = 0$)	0,4	10	6	2273
3	ПЛ30 ($\alpha = -0,3, (rc_u)_{2p} = 0$)	0,4	11	6	3409
4	ПЛ30 ($\alpha = 0,3, (rc_u)_{2h} = 0$)	0,4	10	6	2500
5	ПЛ30 ($\alpha = 0,3, (rc_u)_{2p} = 0$)	0,4	10	6	1818
6	РО115 ($\alpha = 0$)	0,2	10	5	2162
7	РО115 ($\alpha = 0,15, (rc_u)_{2h} = 0$)	0,2	10	5	2432
8	РО115 ($\alpha = 0,15, (rc_u)_{2p} = 0$)	0,2	10	7	1351

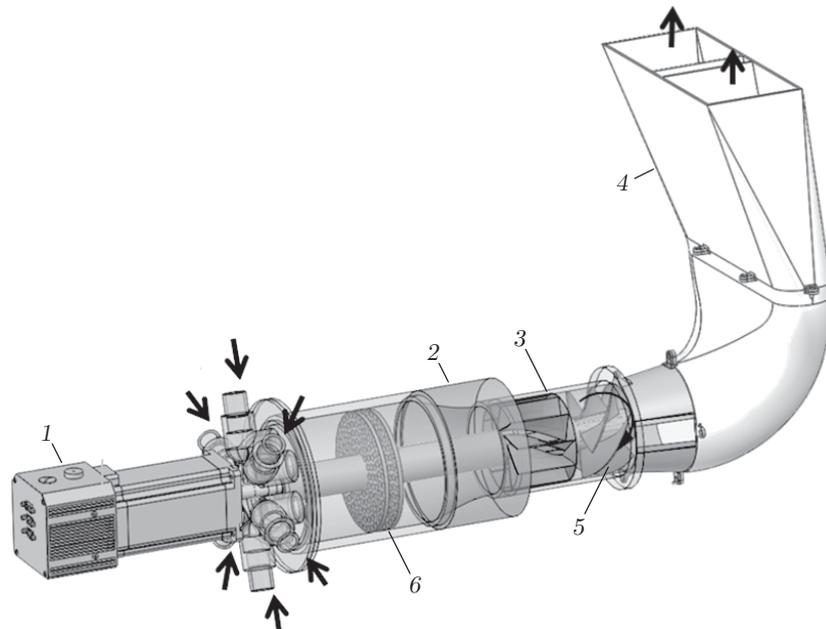


Рис. 3. Схема аэродинамического экспериментального стенда:

1 — сервопривод, 2 — выпрямительное сопло, 3 — НА, 4 — отсасывающая труба, 5 — РК, 6 — выравнивающие решетки

ультразвукового расходомера “ИРВИС-Ультра РС-4” и регулировался частотным преобразователем Danfoss FC-51. С использованием оригинального программного обеспечения и интерфейса RS-485 Modbus осуществлялось управление расходом в режиме с обратной связью расходомер — частотный преобразователь.

Частота вращения РК задавалась сервоприводом СПШ10-3410, который обеспечивал точное задание частоты вращения РК в диапазоне $0 \div 4000$ об/мин. Управление стендом осуществлялось с помощью компьютера. Таким образом, с помощью специального программного обеспечения можно было поддерживать заданный режим течения на необходимом промежутке времени с погрешностью 1,5 и 0,5 % для расхода Q и частоты вращения РК n соответственно.

Поток перед НА выравнивался с помощью системы решеток. Более равномерному распределению потока способствовало также наличие конфузора. Данная конфигурация была выбрана на основе нескольких итераций, включающих измерения и расчеты. В результате перед НА достигалось достаточно равномерное распределение осевой скорости как в радиальном, так и в угловом направлении с уровнем турбулентности менее 5 %.

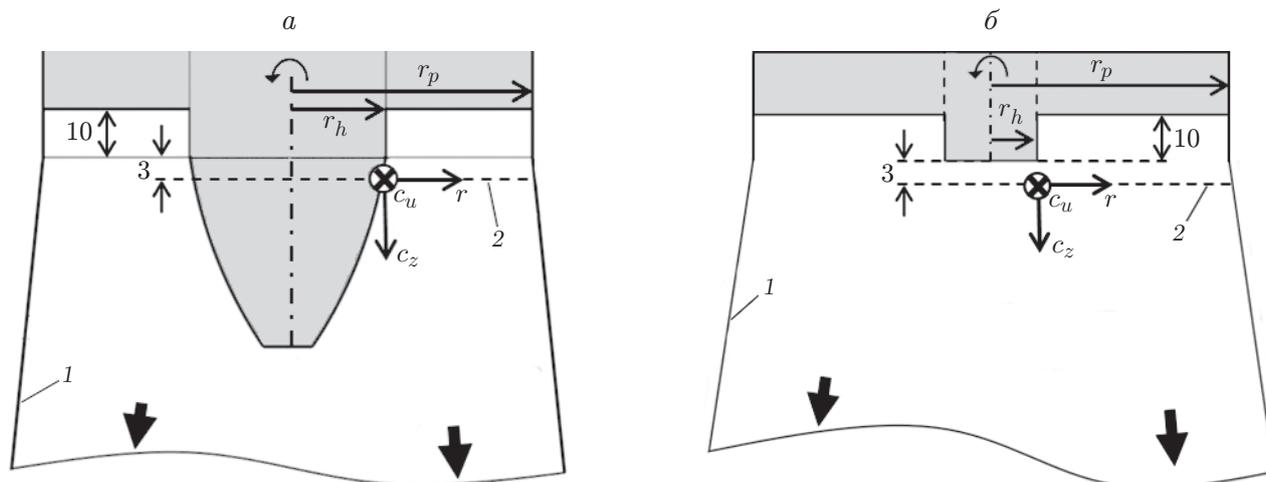


Рис. 4. Схема конуса отсасывающей трубы:

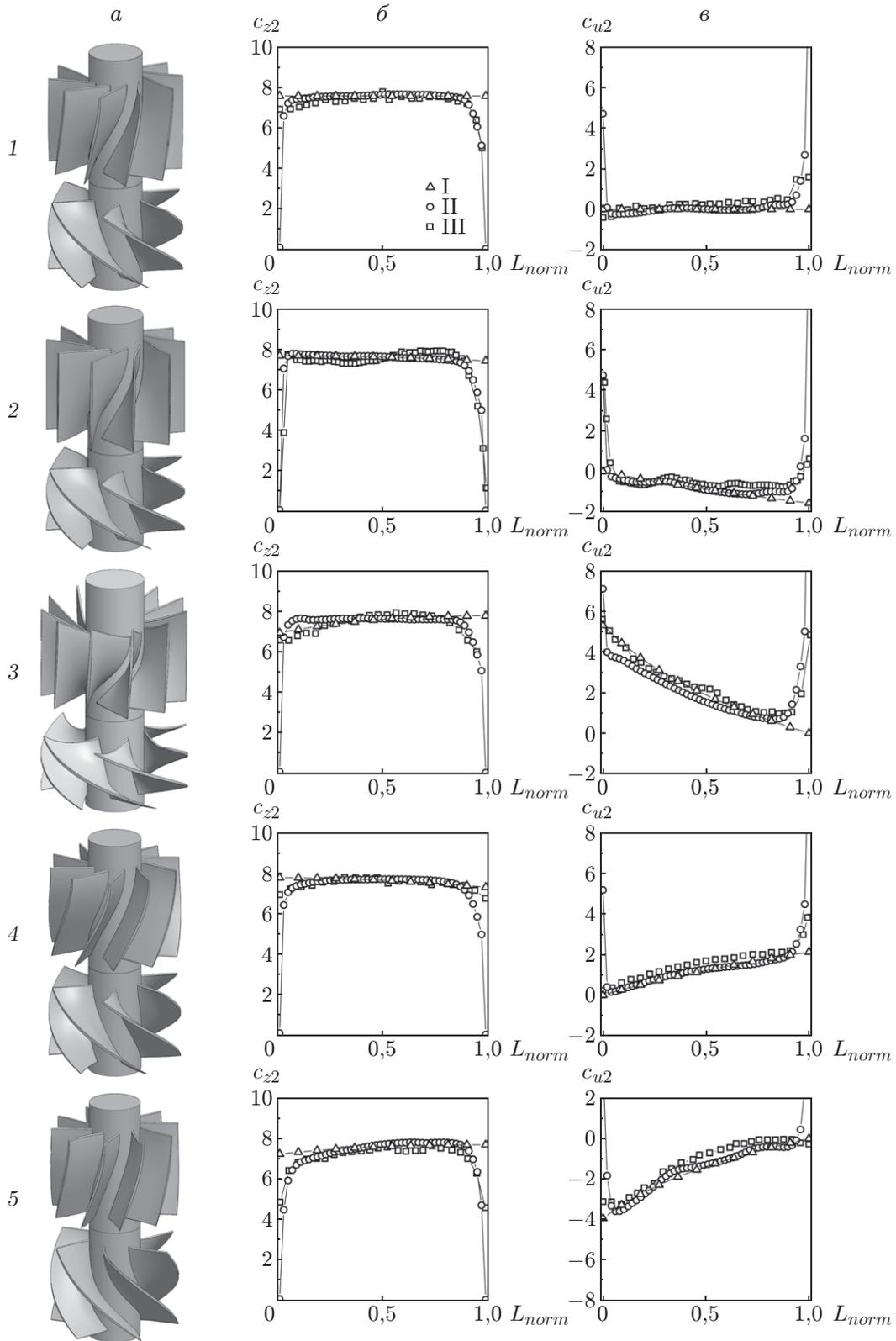
a — с завихрителями для турбины ПЛ30, *б* — с завихрителями для турбины РО115;
 1 — стенки отсасывающей трубы, 2 — измерительное сечение

С помощью быстрого прототипирования с использованием 3D-принтера CubeX Duo были изготовлены восемь моделей завихрителей (по ранее спроектированной геометрии) и модель отсасывающей трубы обобщенной геометрии. В конусе модели отсасывающей трубы часть стенки шириной 35 мм была заменена стеклянным прямоугольным окном для доступа измерительных лучей лазерно-доплеровского анемометра (ЛДА). Для измерения распределений скоростей использовался ЛДА «ЛАД 06-и», разработанный и изготовленный в Институте теплофизики СО РАН. Для работы ЛДА в потоке требовалось обеспечить необходимое количество трассеров, поэтому в воздушный поток подавался аэрозоль парафинового масла со средним диаметром частиц $1 \div 3$ мкм.

На рис. 4 показаны сечения, вдоль которых проводилось измерение осевой и окружной осредненных величин компонент скорости. В каждой измерительной точке фиксировалось 5000 значений скорости в течение 60 с.

На рис. 5, *a* показаны окончательные варианты геометрии завихрителей, спроектированных для оптимальных режимов работы гидротурбин типа РО115 и ПЛ30 (верхняя решетка лопастей — НА, нижняя — РК). Распределения осевой и окружной компонент скорости в сечении на выходе из РК завихрителей показаны на рис. 5, *б, в* соответственно. Кривые I соответствуют скоростям, полученным в результате тестового расчета в пакете Ansys, кривые II — скоростям, заданным при проектировании, кривые III — значениям скорости, полученным в эксперименте с помощью ЛДА. Видно, что профили скорости для радиально-осевых и поворотно-лопастных турбин различного типа при оптимальном режиме работы гидротурбины, заданные при проектировании и полученные в результате расчета и эксперимента, удовлетворительно согласуются.

Заключение. В работе апробированы методика проектирования завихрителей и программы для ее реализации. Методика позволяет проводить проектирование в течение короткого времени и обеспечивает хорошее согласование полученных и заданных при проектировании распределений скорости на выходе из РК при отсутствии или небольшом количестве дополнительных модификаций геометрии. С помощью предложенной методики спроектированы восемь вариантов завихрителя, воспроизводящие распределения скоростей на выходе из РК для гидротурбин типа РО115 и ПЛ30, работающих в оптимальном режиме.



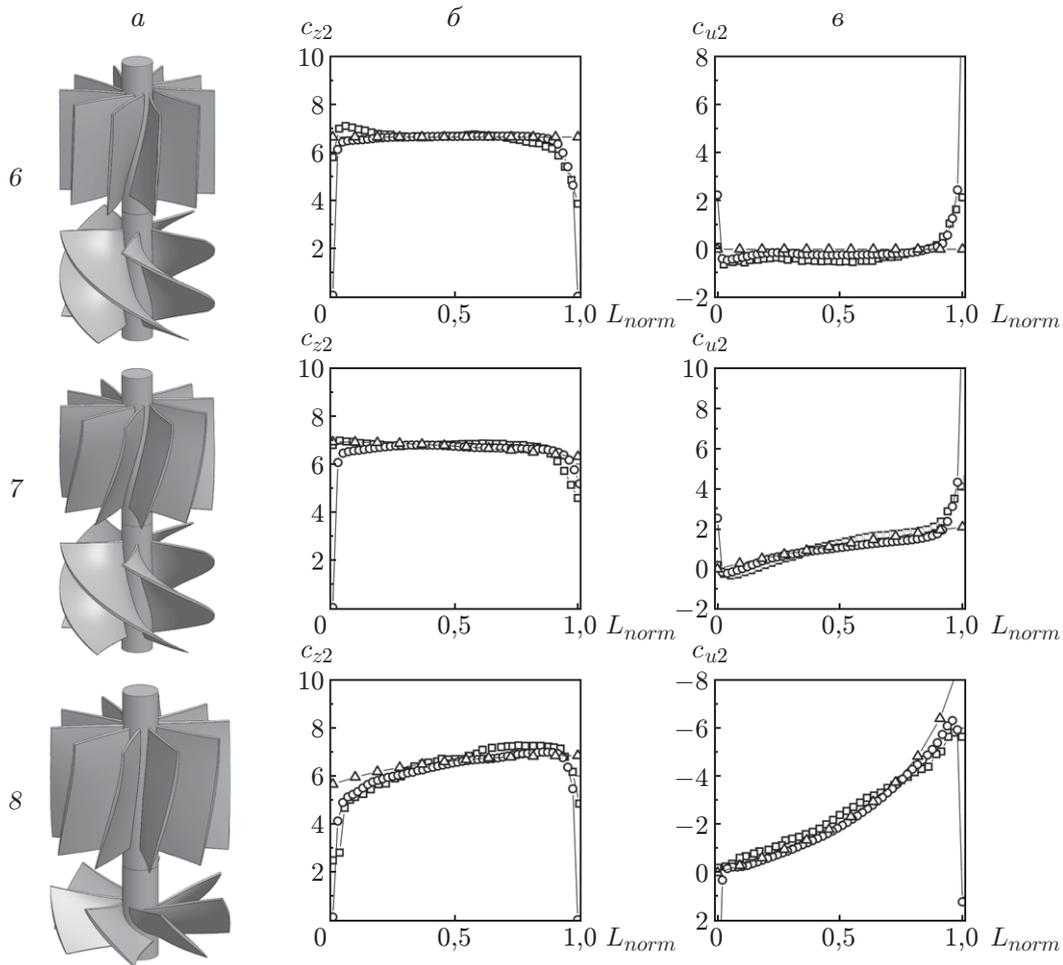


Рис. 5. Варианты геометрии завихрителей (а) и профили осевой $c_{z2}(L_{norm})$ (б) и окружной $c_{u2}(L_{norm})$ (г) компонент скорости для них:
 1–5 — ПЛ30 (1 — $\alpha = 0$, 2 — $\alpha = -0,3$, $(rc_u)_{2h} = 0$, 3 — $\alpha = -0,3$, $(rc_u)_{2p} = 0$,
 4 — $\alpha = 0,3$, $(rc_u)_{2h} = 0$, 5 — $\alpha = 0,3$, $(rc_u)_{2p} = 0$), 6–8 — РО115 (6 — $\alpha = 0$, 7 —
 $\alpha = 0,3$, $(rc_u)_{2h} = 0$, 8 — $\alpha = 0,3$, $(rc_u)_{2p} = 0$); I — проектирование, II — численное
 моделирование, III — эксперимент

С помощью численного моделирования в пакете Ansys, а также экспериментального моделирования на аэродинамическом стенде доказана адекватность разработанной методики. Использование 3D-печати на основе доступных пластиковых материалов для точного воспроизведения геометрически сложных элементов тракта стало возможным за счет использования воздуха вместо воды в качестве рабочей среды. Тем не менее современный уровень развития 3D-печати позволит в ближайшем будущем изготавливать высокоточные металлические лопатки и проводить эти испытания в водной среде.

Результаты использования комплексного подхода к физическому моделированию различных режимов течения в отсасывающей трубе гидротурбины показывают возможность оперативного и с относительно небольшими затратами получения больших массивов экспериментальных данных. Предлагаемый подход разработан на основе детального изучения вихревого жгута, возникающего в условиях частичных нагрузок в модельном рабочем участке лабораторного масштаба. Дальнейшие исследования направлены на разработку способов управления вихревым жгутом, которые проще использовать в более гибких экспериментальных условиях лабораторного стенда с двумя завихрителями.

Необходимо также отметить, что предложенная методика моделирования позволяет создать инструмент для прогнозирования формирования жгута и уменьшения опасных пульсаций при нерасчетных режимах работы гидротурбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Dörfler P.** Flow-induced pulsation and vibration in hydroelectric machinery: Engineer's guidebook for planning, design and troubleshooting / P. Dörfler, M. Sick, A. Coutu. L.: Springer Sci. and Business Media, 2012.
2. **Favrel A., Junior J. G. P., Müller A., et al.** Swirl number based transposition of flow-induced mechanical stresses from reduced scale to full-size Francis turbine runners // J. Fluids Structures. 2020. V. 94. 102956.
3. **Устименко А. С., Литвинов И. В., Сонин В. И. и др.** Подход к лабораторному моделированию распределения скорости за рабочим колесом гидротурбины. 1. Проектирование лопаток завихрителей // ПМТФ. 2023. Т. 64, № 1. С. 76–85.
4. **Nishi M., Yano M., Miyagawa K.** A preliminary study on the swirling flow in a conical diffuser with jet issued at the center of the inlet // Sci. Bull. "Politehnica" Univ. Timisoara Trans. Mech. 2007. V. 52. P. 198–202.
5. **Cassidy J. J.** Experimental study and analysis of draft-tube surging: Rep. / US Bureau of Reclamat. N HYD-591. Denver, 1969.
6. **Аверкиев А. Г.** Новый метод гидравлических модельных исследований // Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та гидротехники. 1952. № 57. С. 114–119.
7. **Повх И. Л.** Аэродинамический эксперимент в машиностроении. 3-е изд., доп. и испр. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974.
8. **Sonin V., Ustimenko A., Kuibin P., et al.** Study of the velocity distribution influence upon the pressure pulsations in draft tube model of hydro-turbine // IOP Conf. Ser.: Earth Environment. Sci. 2016. V. 49. 82020.
9. **Litvinov I. V., Mitryakov A. S., Shtork S. I.** A study of transient flow modes in a hydraulic turbine draft tube model // Power Technol. Engng. 2016. V. 50. P. 1–5.
10. **Litvinov I., Shtork S., Gorelikov E., et al.** Unsteady regimes and pressure pulsations in draft tube of a model hydro turbine in a range of off-design conditions // Experim. Thermal Fluid Sci. 2018. V. 91. P. 410–422.

*Поступила в редакцию 18/III 2022 г.,
после доработки — 21/VI 2022 г.
Принята к публикации 26/IX 2022 г.*
