

УДК 532.5, 533.6.01

Активное управление вихревыми структурами за рабочим колесом модели гидротурбины Френсиса*

Д.А. Суслов^{1,2}, С.Г. Скрипкин^{1,2}, М.А. Цой¹, Е.Ю. Гореликов^{1,2}, С.И. Шторк¹

¹*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск*

²*Новосибирский государственный университет*

E-mail: d.suslov@g.nsu.ru

Настоящая работа направлена на развитие способов активного управления вихревыми явлениями в гидротурбинах. Изучена структура течения за рабочим колесом модели гидротурбины Френсиса при дополнительной подаче управляющих струй. Исследование проведено в режиме частичной нагрузки гидротурбины Френсиса, в котором формируются крупномасштабные вихревые структуры, вызывая высокий уровень пульсаций давления. Активное управление основано на инжекции дополнительной струи воздуха через центр тела обтекания рабочего колеса. Приводятся результаты экспериментального исследования распределений скоростей, их пульсаций, а также пульсаций давления в случае дополнительной инжекции струй различной ориентации и расхода через центр рабочего колеса. Получено, что вне зависимости от ориентации управляющей струи происходит подавление пульсаций давления. Однако радиальная подача струи показывает наилучшее подавление вихревых структур, поскольку способствует снижению общей закрутки потока на выходе из рабочего колеса. Способ подачи струи напрямую влияет на формирование зоны возвратного течения за рабочим колесом. Результаты по определению оптимального угла инжекции струи согласуются с ранее полученными теоретическими оценками на основе линейного анализа устойчивости потока.

Ключевые слова: отсасывающая труба гидротурбины, прецессирующее вихревое ядро, акустические датчики, лазерно-доплеровская анемометрия, управление вихревыми структурами, аксиальная струя.

Введение

Гидроэнергетика является наиболее развитой областью возобновляемой энергетики. Гидроэлектростанции могут играть важную роль в регулировании выработки энергии, чтобы сгладить нестабильность других источников энергии, таких как солнечные или ветряные электростанции [1]. На гидроэлектростанциях возможна установка различных типов гидротурбин в зависимости от требуемой мощности и доступного напора и расхода потока. Наиболее распространенными являются турбины Френсиса, которые используются при средних и высоких напорах [2].

* Исследование методов управления проведено в рамках государственного задания ИТ СО РАН при поддержке молодежного научного проекта ИТ СО РАН; накопление базы профилей скоростей для дальнейшего регрессионного анализа и использование инфраструктуры ЛабПЭТ НГУ выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках проекта № 21-79-10080.

Обычно турбины рассчитываются для работы в номинальных условиях, в которых они проявляют стабильность и максимальную эффективность (режим ВЕР — best efficiency point). Однако при регулировании, запуске или остановке турбине приходится работать в неоптимальных условиях: при расходах воды больших или меньших расчетных. Поэтому расширение диапазона стабильной и надежной работы гидроэлектростанций до области нерасчетных режимов работы гидротурбин является важной задачей гидроэнергетики [2]. В неоптимальных режимах работы поток, сходящий с кромок рабочего колеса турбины Френсиса, имеет высокую остаточную закрутку и очень чувствителен к возмущениям [3]. В таких условиях в потоке могут возникать крупномасштабные когерентные вихревые структуры, которые вызывают сильные периодические пульсации давления, в том числе в осевом направлении вдоль водного столба, воздействуя на само рабочее колесо [4]. Более того, частота вращения вихря может совпадать с собственными частотами составных частей конструкции ГЭС [5] и приводить к резонансу, также увеличивая вибрации отдельных элементов. Резкое увеличение амплитуды колебаний снижает КПД гидротурбины и может привести к повреждению гидроагрегата из-за усталости металла конструкций. В самых неблагоприятных случаях гидродинамические неустойчивости могут угрожать безопасности работы всей конструкции гидроэлектростанции [6]. Поэтому задачи изучения структуры течения в закрученных потоках гидротехнического оборудования и управления возникающими вихревыми структурами являются весьма актуальными.

Можно выделить несколько различных способов управления вихревыми структурами, возникающими в гидротурбинах, целью которых является снижение негативных воздействий данных структур на гидроагрегаты. Все способы управления разделяются на активные и пассивные.

Пассивные способы управления, как правило, основываются на модификации геометрии отсасывающей трубы [7–9]. Зачастую пассивные способы подавления работают только в узком диапазоне режимов с недогрузкой турбины и не могут быть оперативно переведены на другие режимы, что, соответственно, приводит к нежелательным гидравлическим потерям в оптимальных режимах. Следовательно, больший интерес представляет активное управление.

Способы активного управления вихревыми структурами отличаются от пассивных способов тем, что активное управление можно подстраивать под конкретный режим работы гидротурбины и под имеющиеся амплитудно-частотные характеристики вихревых явлений. Наибольшее распространение получило активное управление вихревыми структурами с помощью подачи аксиальной струи воды через центр тела обтекания рабочего колеса. Так, в работе [10] был разработан метод активного управления, основанный на вводе струи воды через тело обтекания рабочего колеса вдоль оси турбины, работающей в режиме недогрузки. По различным данным, чтобы существенно снизить амплитуду пульсаций от вихревого жгута, расход подаваемой струи должен составлять от 5 до 15 % расхода основной среды [11]. При высоких расходах управляющей струи ощутимая часть потока идет сквозь рабочее колесо, не участвуя в выработке энергии, таким образом, эффективность турбины снижается. Позднее в работе [12] эффективность данного метода была увеличена, был предложен подход с обратной связью по потоку для подачи струи с помощью сдвоенного спирального корпуса, где часть расхода забирается уже из конуса отсасывающей трубы и возвращается в область инжекции до рабочего колеса. Тем не менее указанные методы все еще требуют значительного расхода струй и, что

особо значимо, направлены на увеличение осевого потока момента импульса для стабилизации потока, а не на уменьшение степени закрутки потока ниже критического уровня (уменьшение тангенциального потока момента импульса), как в пассивных методах управления. Еще одной модификацией метода инъекции струи может служить инъекция струи воды, смешанной с воздухом. В режиме с образованием прецессирующего вихревого ядра (ПВЯ) дополнительная подача воздуха в струи почти не влияет на эффективность подавления, однако в режимах, где пульсации давления вызваны не ПВЯ, добавление воздуха позволило заметно снизить пульсации давления [13].

Важно отметить, что диаметр струи и ее пространственная ориентация значительно влияют на эффективность подавления ПВЯ [11,13,14]. При этом в литературе почти нет систематических сведений о влиянии вышеуказанных параметров на управление вихревыми структурами, возникающими за рабочим колесом гидротурбины Френсиса. Нужно, чтобы создаваемая система управления вихревыми явлениями вносила предсказуемые изменения в поле течения после воздействия на поток системой управления. Соответственно, представляет интерес также исследование влияния системы управления на структуру вихревого течения за рабочим колесом, его закрутку.

Цель настоящей работы — изучить особенности формирования вихревых структур за рабочим колесом при инъекции управляющей струи в зависимости от угла подачи и расхода струи. Работа включает в себя совместное исследование распределений скоростей, их пульсаций за рабочим колесом аэродинамической модели гидротурбины Френсиса [5] с пульсациями давления на стенках отсасывающей трубы модели. Такое совместное исследование обеспечивает перекрестную проверку получаемых результатов по влиянию струй на вихревые структуры и на поле течения за рабочим колесом. Экспериментальные результаты соотносятся с теоретическими оценками.

Экспериментальный стенд и методики эксперимента

Для моделирования течений в отсасывающей трубе гидротурбины в качестве рабочей среды можно использовать воздух [15], так как результаты, полученные на аэродинамических и гидродинамических стендах, хорошо согласуются и исследования на водной среде могут быть перенесены на воздух [16–19]. Переход от воды к воздушной среде позволяет избежать проблем с герметизацией соединений, помимо этого, проще изменить форму отсасывающей трубы, применять для создания стенда пластиковые трубы и технологию быстрого 3D-прототипирования для создания отдельных элементов, в том числе модельных рабочих колес [5, 15, 20].

В основе экспериментального моделирования вихревых явлений лежит подход Swirl Flow Generator (SFG) [5, 21, 22] для симуляции распределений скорости, характерных для реальных гидротурбин, с помощью аксиальных завихрителей. Аэродинамический стенд состоит из воздуходувки МТ-08 мощностью 7,5 кВт с максимальным расходом $550 \text{ м}^3/\text{ч}$ и перепадом давления 0,4 атм, управляемой частотным преобразователем Danfoss, ультразвукового расходомера «ИРВИС» и основного блока моделирования потока (рис. 1). Входной диаметр отсасывающей трубы $D = 100 \text{ мм}$, число Рейнольдса $Re = 19800$. Поток поступает в рабочую секцию через входную секцию и проходит через первый неподвижный лопаточный завихритель, который выполняет роль направляющего аппарата. За ним следует вращающийся завихритель — рабочее колесо с прикрепленным к нему телом обтекания, которое также используется в качестве актуатора. Вращающийся завихритель приводится в движение ременной передачей, соединенной

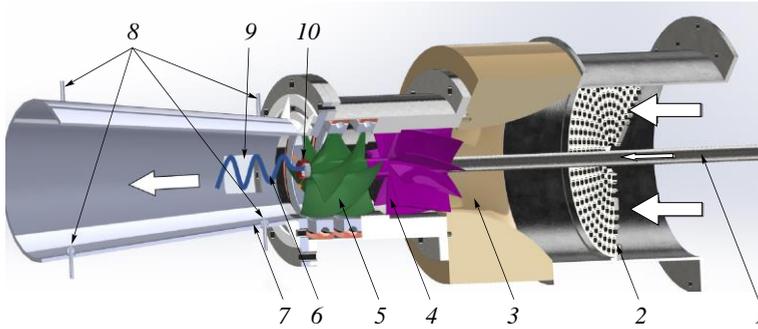


Рис. 1. Схема экспериментального стенда.

- 1 — патрубок для подачи расхода через актуатор, 2 — решетка, выравнивающая поток, 3 — сужающее сопло, 4 — направляющий аппарат (покоящийся завихритель), 5 — рабочее колесо (вращающийся завихритель), 6 — вихревая структура (схематичное изображение, не в масштабе), 7 — отсасывающая труба, 8 — четыре микрофона (каждый указан стрелкой), 9 — прозрачное окно для лучей лазерной доплеровской анемометрии, 10 — актуатор; светлые стрелки показывают направление потока воздуха.

с внешним сервоприводом (на рис. 1 не показаны). Комбинация завихрителей (направляющий аппарат и рабочее колесо) позволяет моделировать различные распределения скоростей, подобные реальным распределениям, реализующимся в различных режимах работы натуральных гидротурбин Френсиса [5]. Режимными параметрами стенда являются расход воздуха через рабочее колесо и частота вращения рабочего колеса. Расход задается с относительной погрешностью, равной 1,5 %, и частотой вращения 0,5 %.

Система управления вихревыми структурами основана на модели актуатора, которая уже успешно применялась в исследованиях как реагирующих, так и изотермических закрученных течений [23]. Система актуации предназначена для инжекции струй воздуха в поток. На стенде воздух к актуатору подводится по отдельной линии (на рис. 1 цифрой 1 показан полый вал для подвода воздуха к актуатору). Для изучения влияния компоновки струй на модификацию течения за рабочим колесом и эффективность подавления были изготовлены три различных актуатора с разными углами подачи струи: аксиально, радиально и аксиально-радиально (см. рис. 2). Эти актуаторы устанавливались вместо тела обтекания рабочего колеса. Диаметр каждого актуатора составлял 20 % от диаметра рабочего колеса. Такой диаметр был выбран с целью наиболее эффективного воздействия на вихревые структуры при малом влиянии на основной поток [24]. Сквозь актуатор подавался воздух, расход которого задавался mass-flow-контроллером Bronkhorst с относительной погрешностью по расходу, равной 0,5 %, подача производилась отдельным безмаслянным компрессором Remeza.

Для количественной оценки степени подавления ПВЯ в потоке использовались четыре микрофона Behringer ECM 8000. Сигналы с датчиков, получаемые с частотой дискретизации 1 кГц в течение трех минут, оцифровывались с помощью аналогово-цифрового преобразователя, и усиливались с помощью предусилителей Microgain M200. Чтобы уменьшить влияние микрофонов на поток, авторы использовали отборники давления в виде тонкой трубки длиной 300 мм

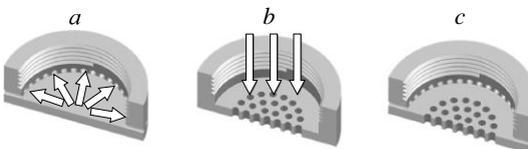


Рис. 2. Актуаторы.

- a — радиальный (36 отверстий),
b — аксиальный (36 отверстий),
c — аксиально-радиальный (72 отверстия);
стрелки показывают направление инжекции.

и с внутренним диаметром 3 мм. Такие отборники изменяют амплитуду измеряемого сигнала, но не влияют на определение частоты [20]. Датчики устанавливались по два в сечении (напротив друг друга) за рабочим колесом модели гидротурбины на расстоянии $0,5D$ и $1,5D$ вниз по потоку. Выполнение преобразования Фурье разностного сигнала с двух микрофонов позволяет выделить частоту и амплитуду пульсаций давления, производимых ПВЯ, и убрать вклад внешних шумов. Пик, доминирующий в спектре мощности, принимался за амплитуду и частоту ПВЯ. Для корректного измерения амплитудно-частотных характеристик пульсаций давления акустические датчики были откалиброваны с помощью подачи основного потока с постоянным расходом. Таким образом были выровнены амплитуды сигнала на всех датчиках.

Измерение профилей скоростей проводилось на расстоянии $0,5D$ от тела обтекания с использованием бесконтактного оптического метода исследования потоков с помощью системы лазерной доплеровской анемометрии (ЛДА) «ЛДИС-05И» производства ИТ СО РАН, которая обеспечивала точное получение данных по вектору скорости путем измерения доплеровского сдвига частоты лазерного излучения, рассеянного трассерами в потоке. Система ЛДА была смонтирована на трехосевом координатном устройстве, позволяющем позиционировать измерительный объем ЛДА по трем координатам с точностью до 12 мкм. Диапазон измеряемых скоростей составлял 0,01–30 м/с. Погрешность измерения скорости составила 0,5 %. Для измерений ЛДА была разработана и размещена на стенде система засева потока частицами-трассерами с характерным размером 1 мкм. Засев осуществлялся за счет установленной дополнительной воздушной линии от компрессора с давлением 3 атм. Воздух подавался в вазелиновое масло из маленьких отверстий, за счет этого происходило активное диспергирование масла [5], в результате чего формировался поток трассеров. Для верификации измеряемых скоростей для каждого режима выполнялось интегрирование профилей осевой скорости с целью вычисления интегрального расхода потока. Данная величина затем сравнивалась с показаниями поверенного ультразвукового расходомера. Во всех режимах отклонения интегрального расхода от измеренного составляли не более 2 %. Измерения скоростей проводились от оси отсасывающей трубы до стенки. Осевая симметрия потока позволила ограничиться полупрофилями скоростей. Каждый полупрофиль осевой и тангенциальной скоростей был измерен в 28 точках с пространственным шагом, равным $0,02D$. Характерное количество регистрируемых трассеров на каждую точку составляло более 10^3 , что достаточно для определения средней скорости в потоке с достоверностью не менее 95 % [25].

Помимо измерения пульсаций давления микрофонами, для верификации была организована запись пульсаций скоростей с ЛДА вблизи оси отсасывающей трубы в каждом режиме с числом достоверных вспышек не менее $5 \cdot 10^4$. Следует отметить, что получение напрямую амплитудно-частотных характеристик из пульсаций скоростей не является корректным, поскольку сигнал не эквидистантен по времени (вспышки происходят в произвольные моменты времени). Поэтому сигнал с ЛДА предварительно был интерполирован для получения массива данных через равные промежутки времени [5], после чего выполнялось преобразование Фурье по алгоритму Уэлча.

Управление стендом полностью автоматизировано и осуществляется через специально написанную программу в среде Matlab, которая позволяет получать данные с микрофонов и ЛДА, задавать режимные параметры эксперимента и работает в режиме расписания. Программа структурирует все измеренные параметры для упорядоченного формирования базы профилей скоростей.

Определяющими параметрами однофазных, несжимаемых закрученных течений, согласно [26], являются число Рейнольдса и параметр крутки Sw . Существуют разные подходы к определению параметра крутки. В настоящей работе параметр крутки определен как отношение потока момента импульса в осевом направлении к потоку импульса в том же направлении [27], без учета вклада турбулентного напряжения и давления. Таким образом, интегральный параметр крутки Sw может быть вычислен по упрощенной формуле:

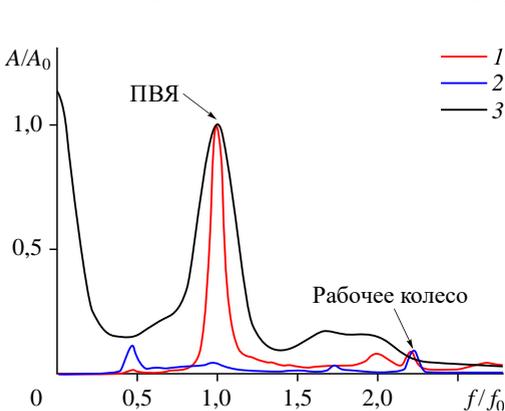
$$Sw = \frac{2 \int_0^{D/2} U V r^2 dr}{D \int_0^{D/2} V^2 r dr}, \quad (1)$$

где V и U — осевая и тангенциальная составляющие скорости, D — диаметр трубы или сопла. Параметр крутки позволяет определить степень влияния системы актуации потока на его общую закрутку.

Результаты и их обсуждение

Прецессирующее вихревое ядро — это наиболее выраженная вихревая структура, появляющаяся в отсасывающих трубах гидротурбин при нерасчетных режимах работы [5]. Для изучения течения за рабочим колесом модели гидротурбины Френсиса в случае дополнительной инжекции управляющих струй выбран режим с максимальными пульсациями давления, вызванными ПВЯ, при этом частота вращения рабочего колеса составляла 2100 об/мин. Расход основной среды устанавливался на значении $80 \text{ м}^3/\text{ч}$, что составляет 50 % от расхода в оптимальном расчетном режиме [28]. Таким образом, для изучения зависимости степени подавления вихревых структур от конфигурации управляющих струй в пространстве варьировались только угол подачи струи (рис. 2) и величина расхода управляющей струи в режиме частичной нагрузки. Расход воздуха для управляющего вдува подавался отдельным компрессором сжатого воздуха, а сам расход варьировался в пределах от 1,25 до $3,75 \text{ м}^3/\text{ч}$, т.е. от 1 до 3 % от основного расхода. Характерные скорости вдува составили порядка 10 м/с (для вдува 2 %).

Перед исследованием управления вихревыми структурами был детально изучен базовый случай без управления. Отличие этого случая состоит в отсутствии инжекции струй. При этом режимные параметры были те же, что описаны выше. На рис. 3 показаны типичные спектры пульсаций давления и скоростей в базовом случае. Спектры ЛДА получены на расстоянии $0,1D$ от оси. На графиках можно выделить два пика. Первый, с частотой $f_0 = 16 \text{ Гц}$ ($f/f_0 = 1$), является основной гармоникой ПВЯ, данная частота наблюдалась и ранее [5, 29, 30]. Второй пик



второй $f_0 = 16 \text{ Гц}$ ($f/f_0 = 1$), является основной гармоникой ПВЯ, данная частота наблюдалась и ранее [5, 29, 30]. Второй пик

Рис. 3. Спектрограммы в базовом случае (без управления).

- 1 — спектр пульсаций давления от ближней к рабочему колесу пары микрофонов,
 - 2 — спектр пульсаций давления от дальней к рабочему колесу пары микрофонов,
 - 3 — спектр пульсаций скоростей от ЛДА;
- по горизонтали отложены частоты, нормированные на частоту f_0 , по вертикали отложена амплитуда, нормированная на амплитуду пика ПВЯ A_0 .

имеет частоту 35 Гц ($f/f_0 = 2,19$), что соответствует частоте вращения рабочего колеса. Преобразование Фурье от микрофонов позволяет более точно локализовать частоту ПВЯ, поскольку частота дискретизации у микрофонов выше, чем у ЛДА. Получить четкий спектр от ЛДА — более трудоемкая задача, поскольку требует большого времени накопления статистики и тонкой настройки параметров ЛДА. По этой причине спектр ЛДА менее локализован по частоте, а также зашумлен. С последним обстоятельством, а также, по-видимому, с явлением спектральной утечки связан общий подъем спектра ЛДА при малых частотах ($f/f_0 < 0,4$). Тем не менее выполнение преобразования Фурье по алгоритму Уэлча позволяет сопоставить пики, полученные с помощью ЛДА и с помощью микрофонов, и провести таким образом перекрестную проверку полученных частот. Сравнение спектров от ближних и дальних микрофонов показывает, что точка распада вихря находится вблизи рабочего колеса. Небольшой пик для спектра от дальних микрофонов в области ($f/f_0 = 0,5$) связан с собственными частотами экспериментального стэнда и проявляется во всех режимах.

Рассмотрим изменение структуры течения при управлении потоком. Всего было изучено девять режимов, которые определялись тремя величинами расхода воздуха через актуаторы (1, 2, 3 % от основного расхода) и тремя актуаторами (рис. 2). На рис. 4 показаны профили тангенциальной и осевой скоростей, полученные с помощью ЛДА на расстоянии $0,3D$ от актуатора. Профили скоростей обезразмерены на среднерасходную скорость U_0 , которая вычислялась как отношение полного расхода к площади сечения, в котором проводились измерения ЛДА. Профили скоростей в базовом случае совпадают с ранее полученными результатами [5, 31].

Тангенциальная скорость имеет максимум на стенках и снижается до нуля на оси с выраженным прогибом профиля вниз, т.е. в потоке не формируется полностью твердотельное вращение, характерное для вынужденного вихря. В случае управления аксиальными и аксиально-радиальными актуаторами в профилях четко прослеживается увеличение тангенциальной скорости в области $0,1 < x/R < 0,2$, причем чем больше управляющий расход, тем больше возрастание тангенциальной скорости. Напротив, в случае радиального актуатора подъем тангенциальной скорости в указанной области отсутствует. Это свидетельствует о том, что аксиальная и аксиально-радиальная подача управляющей струи увеличивает закрутку потока в данной области и поток углового момента импульса. Струи смешиваются с потоком, часть его оттесняют на периферию и значительно меняют структуру потока вблизи оси. Тогда как радиальная подача уменьшает поток углового момента импульса и незначительно меняет профили тангенциальной скорости относительно базового случая. Смещение струй с потоком происходит в самой близи рабочего колеса, и на поток во всей отсасывающей трубе радиальное управление не оказывает кардинального влияния.

Осевая скорость в базовом случае показывает наличие зоны возвратного течения. Это проявляется в виде отрицательного значения осевой скорости. Проведенный локальный линейный анализ устойчивости показал [29], что ПВЯ является основной гидродинамической неустойчивостью, возникающей в режимах частичной нагрузки гидротурбины. Анализ локальной линейной устойчивости, применяемый к средним распределениям скорости, полученным с помощью цифровой трассерной визуализации, показал, что поток при расходах ниже 70 % от оптимального расхода становится абсолютно неустойчивым к возмущению моды с азимутальным волновым числом $m = 1$ [29]. Наличие зоны возвратного течения связано с тем, что поток имеет высокую закрутку, в результате

чего возникает положительный градиент давления. В такой ситуации поток становится глобально неустойчивым к первой азимутальной моде и формируется ПВЯ.

Эффект подавления ПВЯ аксиальными и аксиально-радиальными актуаторами наглядно отображен на графике осевой скорости (рис. 4*b*). Струи распространяются в центральной области отсасывающей трубы и значительно поднимают значения осевой скорости на оси, тем самым разрушая зону возвратного течения. Поток перестраивается, и интенсивность пульсаций давления от ПВЯ значительно снижается. Чем выше расход через актуатор, тем выше подъем профиля осевой скорости, тем больше энергии сосредоточено вблизи оси отсасывающей трубы. Резкое увеличение осевой скорости на оси по сравнению с ее средними значениями может привести к возрастанию синхронных пульсаций давления дальше по потоку, которые также являются неблагоприятными для гидротурбинного оборудования [11].

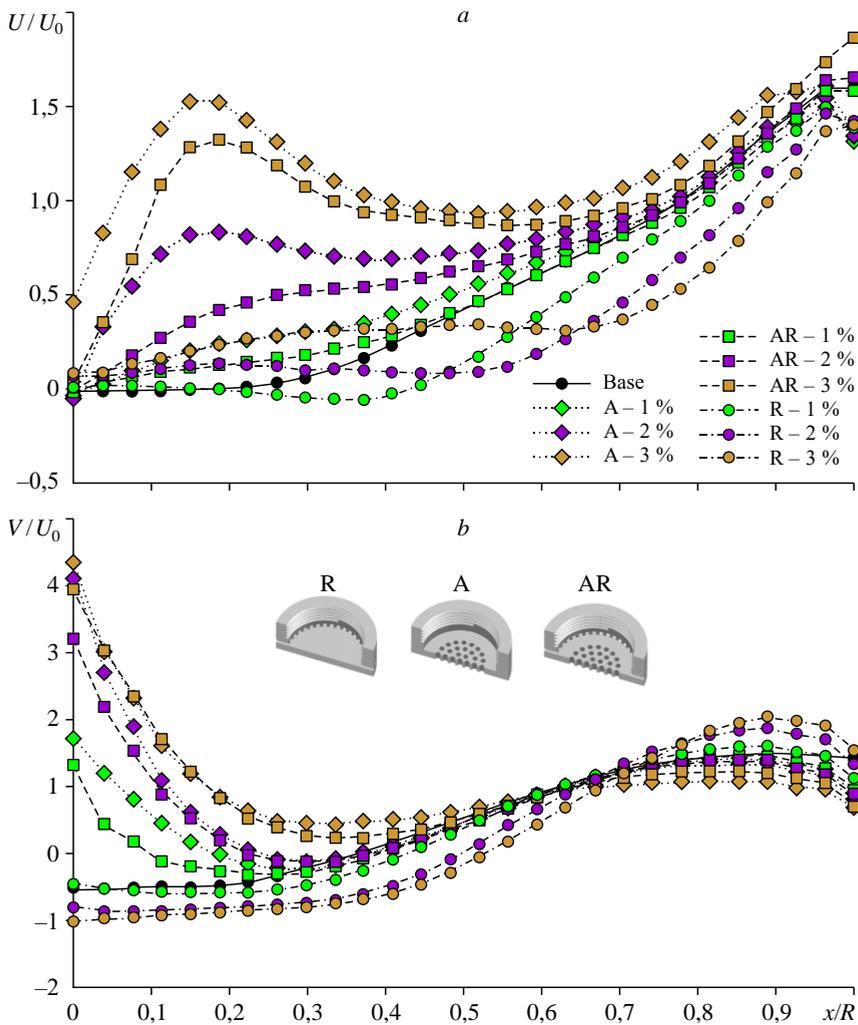


Рис. 4. Профили безразмерной тангенциальной (а) и осевой (b) скоростей.

Base — базовый случай, А, АR и R — соответственно аксиальный, аксиально-радиальный и радиальный актуаторы; в процентах указан расход через актуатор от расхода основной среды; ось отсасывающей трубы — точка $x/R = 0$, стенка трубы — точка $x/R = 1$, где $R = D/2$.

Судя по приведенным профилям осевой скорости, радиальные актуаторы не разрушили зону возвратного течения. Однако дальнейший анализ свидетельствует о том, что радиальные актуаторы смогли подавить пульсации давления, вызванные ПВЯ. Радиальная подача управляющих струй, по-видимому, увеличивает радиус прецессии вихря по мере возрастания управляющего расхода. С этим же связано увеличение пульсаций давления выше базового случая A_0 , которые регистрируются близкими микрофонами (будет показано далее). Профили осевой скорости при радиальной актуации подобны профилю базового случая без управления. Это означает, что радиальная подача струй значимо не изменяет осевую составляющую потока.

Для наиболее полного анализа рассмотрим распределение пульсаций тангенциальной скорости в указанных выше режимах (рис. 5). Можно отметить значительное возрастание пульсаций тангенциальной скорости вблизи оси отсасывающей трубы (область $0 < x/R < 0,2$). Это характерно для аксиального и аксиально-радиального актуаторов и объясняется инжекцией струй в поток. Сильно турбулентные струи (при струйном числе Re порядка $5,5 \cdot 10^4$), смешиваясь с основным потоком, вызывают локальное увеличение закрутки, и все это проявляется в возрастающих вблизи оси пульсациях скорости. Радиальная инжекция вновь демонстрирует другое поведение. Значительных максимумов пульсаций тангенциальной скорости она не вызывает, однако приводит к повышению общего профиля пульсаций в области $0,3 < x/R < 0,7$. Следует отметить, это повышение не столь значительно, как повышение пульсаций вблизи оси для аксиальных и аксиально-радиальных актуаторов. Интересно, что пик пульсаций тангенциальной скорости при радиальной подаче смещается к стенке отсасывающей трубы по мере увеличения расхода. По-видимому, это связано с тем обстоятельством, что чем больше расход через радиальный

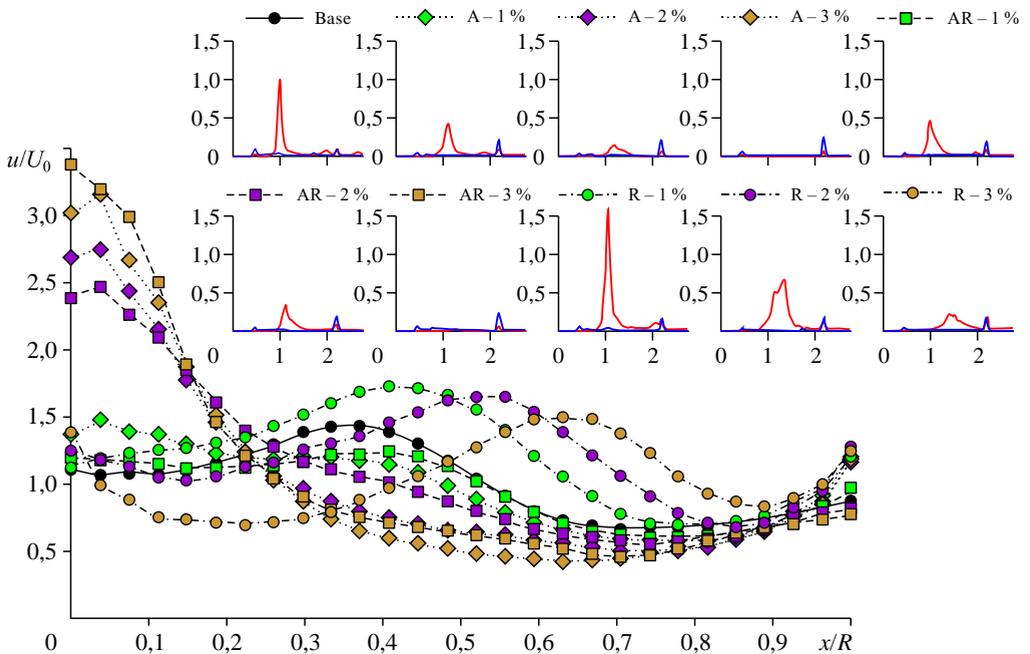


Рис. 5. Профили пульсаций безразмерной тангенциальной скорости.

Base — базовый случай, A, AR и R — соответственно аксиальный, аксиально-радиальный и радиальный актуаторы; в процентах указан расход через актуатор от расхода основной среды; ось отсасывающей трубы — точка $x/R = 0$, стенка трубы — точка $x/R = 1$, где $R = D/2$; на врезке приведены спектры пульсаций давления, полученные от акустических датчиков на стенке отсасывающей трубы; цвета и нормировка осей на графиках в верхнем правом углу такие же, как на рис. 3.

актуатор, тем дальше от оси пробиваются струи и тем ближе к стенке происходит смешение струй и основного потока. А точка локального максимума пульсаций скорости, видимо, является точкой смешения струй с основным потоком.

На рис. 5 также показаны спектры пульсаций давления для всех случаев. Приведены спектры разностного сигнала для двух пар микрофонов, установленных в ближнем и дальнем следе за рабочим колесом. Пульсации давления с микрофонов дополнительно верифицировались спектрами ЛДА. Видно, что по мере увеличения расхода через актуатор пульсации давления снижаются.

Вся информация по амплитудам пульсаций давления с акустических датчиков систематизирована на гистограмме, приведенной на рис. 6. Здесь замечен рост пульсаций давления выше базового случая для радиального актуатора при расходе 1 % от основного расхода. Причина этому упоминалась выше: происходит увеличение радиуса прецессии вихря, за счет чего траектория движения ПВЯ проходит ближе к акустическому датчику. При этом относительно небольшого вдува недостаточно для заметного снижения интенсивности ПВЯ. При дальнейшем росте расхода струи пульсации давления снижаются ниже базового случая, т.к. влияние дезинтеграции ПВЯ превосходит эффект от увеличения радиуса прецессии.

Для каждого режима по ЛДА-профилям скоростей был вычислен интегральный параметр крутки Sw по формуле (1). Результаты приведены на рис. 7 в виде гистограммы. Ранее авторами был сформулирован критерий возникновения ПВЯ в потоке относительно параметра крутки: $Sw > 0,5 - 0,6$ [22, 32]. В текущем эксперименте в базовом случае параметр крутки был равен 0,71, что дополнительно подтверждает существование ПВЯ в базовом случае. Заметна существенная разница по параметру крутки для различных актуаторов. Аксиальный и аксиально-радиальный актуаторы увеличивают закрутку потока, тогда как радиальный актуатор ее снижает до значения 0,4, т.е. ниже критического (0,5–0,6), что, согласно ряду работ [27, 32], является пороговым значением для возникновения ПВЯ в потоке.

Некоторые пояснения должны быть также даны относительно не совсем очевидных различий во влиянии на интегральный параметр крутки осевой и радиально-осевой подачи управляющих струй, которые не добавляют непосредственно углового момента

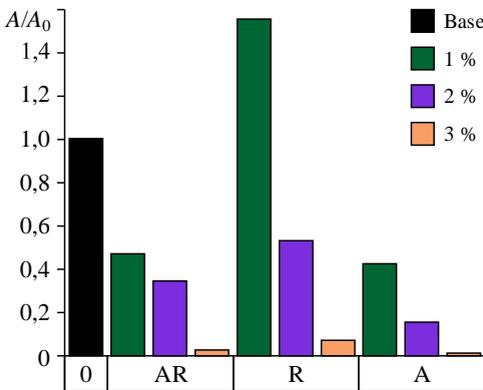


Рис. 6. Гистограмма амплитуд пульсаций давления при изменении расхода управления и типа актуатора.

Амплитуды приведены относительно амплитуды базового случая A_0 ; Base — базовый случай.

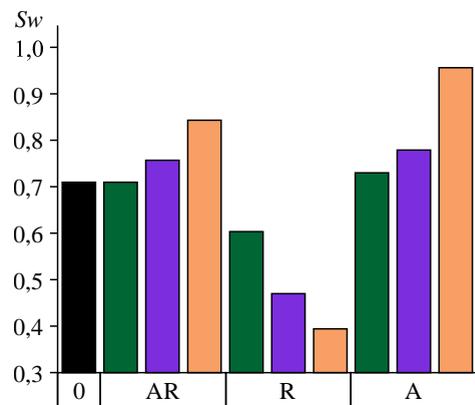


Рис. 7. Гистограмма параметра крутки Sw при изменении расхода управления и типа актуатора.

Пояснения см. на рис. 6.

в течение. Как было указано выше, осевая подача заполняет обширную зону возвратного течения, которая формируется вдоль оси течения в базовом случае без управления. В область обратного тока поступает воздух из прямого потока, где его скорость меняет знак не только в осевом направлении, но и в азимутальном, приобретая положительную закрутку от прямого потока. Это приводит к дополнительной диссипации углового момента и снижению интегрального параметра крутки в базовом случае по сравнению с режимами с осевым вдувом (рис. 7), в которых приосевая область возвратного течения отсутствует (рис. 4*b*). Радиальный вдув, напротив, еще сильнее расширяет область возвратного течения по сравнению с базовым режимом и, соответственно, снижает параметр крутки, что видно на рис. 7. Ослабление закрутки в конечном итоге приводит к формированию более сглаженных профилей скоростей и подавлению ПВЯ.

Заметим также, что в случае осевого дополнительного вдува центральная струя, хорошо заметная на профилях осевой скорости (рис. 4*b*), содержит не только непосредственно вдуваемый, но и эжектируемый из основного потока воздух. Подсос воздуха из периферии к оси вращения приводит к возрастанию уровня тангенциальной скорости и формированию дополнительных приосевых максимумов на профилях тангенциальной скорости (рис. 4*a*), т.е. к генерации центрального локализованного вихря. Центральный вихрь, по всей видимости, совершает низкоамплитудное прецессионное движение, что дает дополнительный когерентный вклад в формирование центральных пиков на профилях пульсаций тангенциальной скорости (рис. 5). Осевой вдув в целом приводит к вырождению ПВЯ, но структура течения с выраженным приосевым струйным течением и образованием локализованного центрального вихря может приводить к дополнительной неустойчивости потока с генерацией пульсаций потока.

В качестве верификации полученных результатов можно обратиться к работе [24]. Линейный анализ устойчивости — это инструмент для поиска оптимальных решений по управлению вихревыми структурами в потоке. В этой работе показано, что ПВЯ может быть очень чувствительным к управлению потоком, если воздействие осуществляется на определенные области потока. Это означает, что можно уменьшить энергию, необходимую для управления потоком, вместо традиционного подхода с использованием осевой струи. Проведенный авторами линейный анализ устойчивости показал, что наиболее чувствительными областями к возмущению являются области вблизи тела обтекания в радиальном направлении от него. Таким образом, именно радиальное направление инъекции управляющих струй наиболее перспективно с точки зрения эффективного активного управления вихревыми структурами за рабочим колесом гидротурбины Френсиса. В рассмотренных экспериментах и были продемонстрированы основания для данного вывода. Все типы актуаторов снижают пульсации давления, вызванные ПВЯ, однако только радиальный актуатор снижает еще и закрутку потока ниже уровня $Sw = 0,5$, что позволяет утверждать об отсутствии опасных вихревых структур за рабочим колесом гидротурбины именно при радиальной инъекции струй.

Заключение

В работе исследовались особенности течения и формирования прецессирующих вихревых структур за рабочим колесом модели гидротурбины Френсиса при инъекции управляющей струи в зависимости от угла ее подачи и расхода. Удалось добиться подавления ПВЯ при расходе струи 2–3 % от основного расхода. Данные результаты превосходят результат, полученный в аналогичных исследованиях [10]. Показано, что тщательный выбор оптимального угла и места подачи позволяет существенно снизить расход,

необходимый для подавления вихревых структур. Снижение расхода управляющей струи положительно влияет на общую эффективность турбины. Достигнутый эффект подавления вихревых структур помогает расширить возможный диапазон работы гидротурбины, что также приводит к возрастанию эффективности и безопасности работы гидротурбины.

Среди аксиальных, радиальных и аксиально-радиальных актуаторов наилучший результат продемонстрировал радиальный актуатор. Он позволяет подавлять ПВЯ при расходах управляющей струи уже в 2 % от основного расхода потока и, более того, снижает закрутку потока. Таким образом, способ управления ПВЯ с помощью радиального актуатора обладает хорошим потенциалом для применения в будущем, но требует дополнительного изучения его эффективности. Показано, что с помощью актуации потока и варьирования геометрии актуатора возможно получать различные распределения скоростей. Это важно при развитии подходов регрессионного анализа для классификации закрученных течений. Дальнейшие исследования будут направлены на уточнение структуры вихревого течения с помощью цифровой трассерной визуализации и выделения вихревых структур с помощью методов понижения размерности, например, метода главных компонент (POD-анализ). Результаты работы могут быть полезны при разработке инженерных решений с целью повышения эффективности и устойчивости работы гидротурбин.

Список литературы

1. **IEA.** World Energy Outlook 2022 // Organisation for Economic Co-operation and Development, OECD. 2022. 524 p.
2. **Gubin M.F.** Draft tubes of hydro-electric stations. New Delhi: Amerind Publishing Company for the US Bureau of Reclamation., 1973. 246 p.
3. **Escudier M.** Confined vortices in flow machinery // Annual Rev. Fluid Mech. 1987. Vol. 19, No. 1. P. 27–52.
4. **Ilescu M.S., Ciocan G.D., Avellan F.** Analysis of the cavitating draft tube vortex in a francis turbine using particle image velocimetry measurements in two-phase flow // J. Fluids Eng. 2008. Vol. 130, No. 2. P. 021105-1–021105-10.
5. **Litvinov I., Shtork S., Gorelikov E., Mitryakov A., Hanjalic K.** Unsteady regimes and pressure pulsations in draft tube of a model hydro turbine in a range of off-design conditions // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2018. Vol. 91. P. 410–422.
6. **Dörfler P., Sick M., Coutu A.** Flow-induced pulsation and vibration in hydroelectric machinery: engineer's guidebook for planning, design and troubleshooting. London; New York: Springer, 2013. 242 p.
7. **Tănasă C., Bosioc A., Muntean S., Susan-Resiga R.** A novel passive method to control the swirling flow with vortex rope from the conical diffuser of hydraulic turbines with fixed blades // Appl. Sci. 2019. Vol. 9, No. 22. P. 4910–4926.
8. **Kurokawa J., Imamura H., Choi Y.-D.** Effect of J-groove on the suppression of swirl flow in a conical diffuser // J. Fluids Engng. 2010. Vol. 132, No. 7. P. 071101-1–071101-8.
9. **Biela V., Beltran H.** Draft tube fins. 1998. P. 454–461.
10. **Bosioc A.I., Susan-Resiga R., Muntean S., Tanasa C.** Unsteady pressure analysis of a swirling flow with vortex rope and axial water injection in a discharge cone // J. Fluids Engng. 2012. Vol. 134, No. 8. P. 081104-1–081104-11.
11. **Shtork S., Suslov D., Skripkin S., Litvinov I., Gorelikov E.** An overview of active control techniques for vortex rope mitigation in hydraulic turbines // Energies. 2023. Vol. 16, No.13. P. 5131–5162.
12. **Tănasă C., Susan-Resiga R., Muntean S., Bosioc A.I.** Flow-feedback method for mitigating the vortex rope in decelerated swirling flows // J. Fluids Engng. 2013. Vol. 135, No. 6. P. 061304-1–061304-11.
13. **Kirschner O., Schmidt H., Ruprecht A., Mader R., Meusbürger P.** Experimental investigation of vortex control with an axial jet in the draft tube of a model pump-turbine // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2010. Vol. 12. P. 012092–012101.
14. **Javadi A., Nilsson H.** Active flow control of the vortex rope and pressure pulsations in a swirl generator // Eng. Applications of Computational Fluid Mechanics. 2017. Vol. 11, No. 1. P. 30–41.
15. **Nishi M., Yoshida, K., Yano M., Okamoto M., Miyagawa K., Liu S.** A preliminary study on the swirling flow in a conical diffuser with jet issued at the center of the inlet // Proc. of the 2nd IAHR Intern. Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dinamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania. 2007. P. 197–202.
16. **Повх И.Л.** Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Изд. 3-е, доп. и исправл. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. 480 с.

17. **Palde U.J.** Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines // Hydraulics Branch, Division of General Research, Eng. and Research Center, US Department of the Interior, Bureau of Reclamation, 1972. 205 p.
18. **Falvey H.T.** Draft tube surges // US Bureau of Reclamation Report, REC-ERC-71-42. 1971.
19. **Skripkin S.G., Suslov D.A., Litvinov I.V., Gorelikov E.U., Tsoy M.A., Shtork S.I.** Comparative analysis of air and water flows in simplified hydraulic turbine models // J. Phys.: Conf. Ser. 2022. Vol. 2150, No. 1. P. 012001-1–012001-6.
20. **Литвинов И.В., Шарборин Д.К., Шторк С.И.** Определение параметров винтовой симметрии нестационарного вихревого течения на основе фазово-осредненных PIV измерений // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 5. С. 673–676.
21. **Skripkin S., Tsoy M., Kuibin P., Shtork S.** Swirling flow in a hydraulic turbine discharge cone at different speeds and discharge conditions // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2019. Vol. 100. P. 349–359.
22. **Skripkin S., Suslov D., Plokhikh I., Tsoy M., Gorelikov E., Litvinov I.** Data-driven prediction of unsteady vortex phenomena in a conical diffuser // Energies. 2023. Vol. 16, No. 5. P. 2108–2128.
23. **Lückoff F., Sieber M., Paschereit C.O., Oberleithner K.** Characterization of different actuator designs for the control of the precessing vortex core in a swirl-stabilized combustor // J. Eng. Gas Turbines Power. 2018. Vol. 140, No. 4. P. 041503-1–041503-10.
24. **Müller J.S., Lückoff F., Kaiser T.L., Oberleithner K.** On the relevance of the runner crown for flow instabilities in a Francis turbine // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2022. Vol. 1079, No. 1. P. 012053-1–012053-10.
25. **Yanta W., Smith R.** Measurements of turbulence-transport properties with a laser Doppler velocimeter // 11th Aerospace Sci. Meeting. Washington, DC, U.S.A.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1973. P. 1–10.
26. **Grimble T.A., Agarwal A.** Characterisation of acoustically linked oscillations in cyclone separators // J. Fluid Mech. 2015. Vol. 780. P. 45–59.
27. **Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N.** Swirl flows. Tunbridge Wells, Kent: Abacus Press, 1984. 475 p.
28. **Шторк С.И., Сулов Д.А., Литвинов И.В., Гореликов Е.Ю.** Эволюция закрученного течения в модели отсасывающей трубы гидротурбины при переходных режимах работы // Теплофизика и аэромеханика. 2020. Т. 27, № 1. С. 159–162.
29. **Litvinov I., Sharaborin D., Gorelikov E., Dulin V., Shtork S., Alekseenko S., Oberleithner K.** Modal decomposition of the precessing vortex core in a hydro turbine model // Applied Sci. 2022. Vol. 12, No. 10. P. 5127–5142.
30. **Suslov D.A., Litvinov I.V., Gorelikov E.U., Shtork S.I.** Transient phenomena in the draft tube model of a Francis hydro-turbine // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. Vol. 1359. P. 012016-1–012016-5.
31. **Litvinov I.V., Sharaborin D.K., Gorelikov E.U., Suslov D.A., Shtork S.I.** Stereo-PIV study of unsteady flow in a laboratory air hydro turbine model over a wide range of operating regimes // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2021. Vol. 774, No. 1. P. 012044-1–012044-7.
32. **Litvinov I.V., Suslov D.A., Gorelikov I.V., Sadbakov O.U., Shtork S.I.** Swirl number analysis in the air hydro-turbine model // AIP Conf. Proc. 2018. Vol. 2027, No. 1. P. 040057-1–040057-5.

*Статья поступила в редакцию 14 декабря 2023 г.,
после доработки — 18 января 2024 г.,
принята к публикации 11 апреля 2024 г.*