

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 532.5, 533.6.01

**Эволюция закрученного течения в модели
отсасывающей трубы гидротурбины
при переходных режимах работы***

С.И. Шторк^{1,2}, Д.А. Суслов^{1,2}, И.В. Литвинов^{1,2}, Е.Ю. Гореликов^{1,2}

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

²*Новосибирский государственный университет*

E-mail: shtork@itp.nsc.ru

Работа посвящена экспериментальному исследованию переходных режимов течения, реализующихся в лабораторной модели отсасывающей трубы гидротурбины при изменении управляющих параметров установки. Рассматривается переход от режима частичной нагрузки, при котором происходит формирование прецессирующего вихревого ядра, к точке максимальной эффективности, когда это ядро отсутствует. Экспериментальная установка в целях точного задания скорости вращения рабочего колеса и расхода рабочей среды управлялась специальным программным обеспечением. Для обеспечения точного многократного воспроизведения заданного цикла перехода между двумя режимами управляющая программа была модернизирована. С использованием специально разработанной процедуры фазового осреднения сигнала лазерного доплеровского анемометра (ЛДА), записанного при многократном повторении переходных режимов, были получены профили скоростей для разных фаз изменения условий работы установки.

Ключевые слова: отсасывающая труба гидротурбины, прецессирующее вихревое ядро, переходной режим, лазерный доплеровский анемометр, акустические датчики, фазовое (условное) осреднение.

Увеличивающаяся в мировом энергетическом балансе доля возобновляемых источников, таких как ветер и солнце, требует применения блоков генерации энергии, способных компенсировать неравномерную работу ветряных турбин или фотоэлектрических элементов, чувствительных к изменению погодных условий. Благодаря своей гибкости гидроэлектростанции хорошо подходят для использования в качестве такого регулятора [1]. Как правило, гидротурбины проектируются для номинальных условий эксплуатации, в которых они работают стабильно и с максимальной эффективностью ВЕР (Best Efficiency Point — режим наивысшей эффективности) [2]. При выполнении регулирующей функции гидротурбины вынуждены работать в неоптимальных условиях, когда за рабочим колесом могут возникать опасные гидродинамические неустойчивости в виде нестационарных вихревых явлений, таких как прецессирующее вихревое ядро (ПВЯ) [3]. При переключении режима работы гидротурбины с одного на другой возникает переходный режим потока [4], который может вызывать пульсации давления с большой амплитудой [5]. Для анализа переходных процессов, происходящих в гидротурбинах при изменении режима работы, широко используются методы численного моделирования CFD (Computational Fluid Dynamic) [1, 4], хотя общепризнано, что для проверки полученных таким образом результатов необходимы эмпирические данные [5].

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-08-01467.

Как уже отмечалось, ПВЯ является источником мощных пульсаций потока, которые негативно влияют на оборудование и могут привести к серьезным повреждениям гидроагрегатов [2, 3]. В то же время, в литературе практически отсутствуют экспериментальные данные о влиянии переменных режимных условий на такого рода вихревые явления. В настоящей работе изучаются характеристики переходных режимов течения при наличии ПВЯ на основе разработанной авторами процедуры условного осреднения сигналов.

Детальное описание экспериментальной техники представлено в статье [2]. В качестве рабочей среды в исследованиях используется атмосферный воздух, что существенно упрощает проведение экспериментов. Еще одно упрощение связано с тем, что модельный рабочий участок не воспроизводит полностью всю сложную геометрию тракта натурной гидротурбины. Распределение потока за гидротурбиной моделируется с помощью системы двух лопаточных завихрителей (рис. 1), один из которых покоится, а другой вынужденно вращается с заданной частотой с помощью внешнего привода [2, 3]. Подбором геометрии лопаточных элементов можно моделировать различные условия работы гидротурбины. В опытах использовались лопаточные завихрители, геометрия которых рассчитывалась из условия обеспечения режима ВЕР при расходе $Q_c = 0,049 \text{ м}^3/\text{с}$ и частоте вращения ротора $n_c = 2432 \text{ об/мин}$. Система управления режимами работы установки включает специальное программное обеспечение для задания и контроля скорости вращения завихрителя и расхода воздуха. Программа позволяет поддерживать параметры режима в течение требуемого времени с погрешностью 1,5 % и 0,5 % для расхода Q и скорости вращения ротора n соответственно. Для моделирования переходных режимов программа была модернизирована таким образом, чтобы обеспечить точное многократное воспроизведение заданного цикла переходов между двумя режимами.

Как показано на рис. 1, поток воздуха проходит через систему двух завихрителей и поступает в измерительную секцию, представляющую собой конус отсасывающей трубы с входным диаметром $D = 100 \text{ мм}$. Далее воздушный поток через поворотное колено и диффузор (на рисунке не показаны) выходит в окружающую атмосферу. Элементы рабочего участка и завихрителей были выполнены методом быстрого прототипирования (3D печать). Распределение скорости внутри конуса измерялось с помощью лазерного доплеровского анемометра (ЛДА) «ЛАД-06и» (паспортная погрешность измерения скорости 0,5 %), для чего часть стенки в конусе была выполнена из оптически прозрачного материала. Засев потока осуществлялся трассерами — мелкими каплями аэрозоля парафинового масла со средним диаметром 1–3 мкм [2]. Количество достоверных вспышек составляло порядка 10 тысяч для каждой точки, в которой измерялась скорость. Для измерения пульсаций давления использовались акустические датчики на основе микрофонов Behringer ECM 8000, сигналы которых были оцифрованы аналого-цифровым преобразователем CARD E-440 для последующей обработки на основе быстрого преобразования Фурье (погрешность определения частоты в спектрах не превышала 0,2 Гц). В экспериментах два акустических датчика были размещены на середине конуса диаметрально противоположных сторон и заподлицо со стенками конуса (рис. 1). Такое расположение датчиков позволяет на основе вычисления разностного сигнала усилить моду пульсаций, соответствующую ПВЯ, и подавить посторонние шумы [2].

Предварительный этап исследований включал измерение пульсаций давления в режимах с фиксированными управляющими параметрами для выявления диапазона параметров,

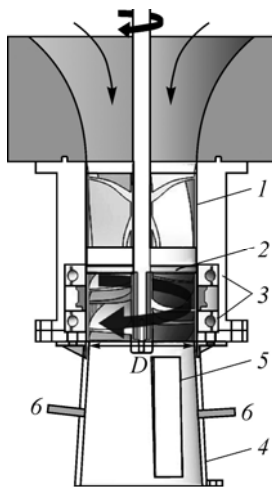


Рис. 1. Схема рабочего участка.

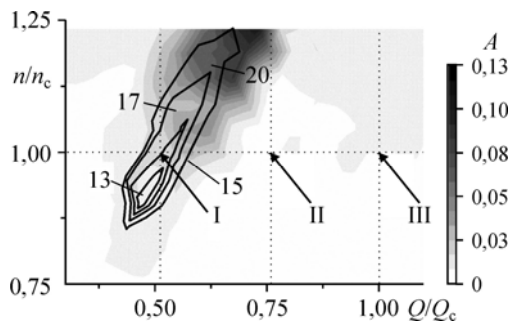
- 1 — стационарный завихритель, 2 — ротор, 3 — подшипники,
4 — конус отсасывающей трубы, 5 — прозрачное окно
для ЛДА-измерений, 6 — акустические датчики.

при которых происходит образование ПВЯ. В результате обработки сигналов акустических датчиков была построена карта амплитуд и частот пульсаций давления, соответствующих максимальным пульсациям давления (рис. 2). Карта содержит 1000 точек, в каждой из которых расход воздуха и скорость вращения завихрителя были постоянными. На диаграмме можно видеть область с повышенным уровнем пульсаций давления (окрашена темным цветом), которые генерируются ПВЯ при пониженных относительно режима ВЕР расходах (режимы частичной нагрузки [2]). Видно также, что частоты прецессии ПВЯ (представлены изолиниями на рис. 2) изменяются в пределах 13–20 Гц.

Дальнейшие исследования проводились при фиксированной частоте вращения ротора, равной n_c . Переходные режимы I–III, изображенные на рис. 2, реализовывались при изменении расхода от $0,51Q_c$ (режим I) до Q_c (режим III — точка ВЕР). Видно, что режим I соответствует максимуму пульсаций давления, индуцируемых ПВЯ, а конечный режим III характеризуется отсутствием ПВЯ, т.е. данный переход включает фазы эволюции ПВЯ от максимально выраженного до полного исчезновения. Текущие исследования, цель которых заключалась в отработке методики измерений, проводились при сравнительно медленном изменении расхода, когда переход от режима I к режиму III занимал 3 с (для сравнения, характерный период прецессии ПВЯ составляет порядка 50–70 мс). При проведении измерений распределений скоростей, результаты которых представлены на рис. 3, увеличение расхода для переходного режима I–III происходило по линейному закону. Далее расход удерживался постоянным в течение 3 с, затем линейно уменьшался до значения $0,51Q_c$ и выдерживался на этом уровне постоянным 3 с, после чего цикл повторялся. Измерения профилей скоростей проводились на расстоянии 55 мм от вращающегося завихрителя с шагом 2 мм вдоль диаметра конуса. В каждой пространственной точке переходной режим I–III повторялся в соответствии с вышеописанным алгоритмом не менее 50 раз. Процедура обработки полученных временных реализаций скорости включала определение на основе опорного сигнала начала и конца каждого перехода I–III и его разбиение на интервалы с шагом по расходу $0,002Q_c$, в которых проводилось усреднение. На рис. 3 в качестве примера показаны фазово-усредненные профили, соответствующие начальной, промежуточной и заключительной фазам перехода (см. рис. 2). Пространственное разрешение при ЛДА-измерениях составляло $0,01D$ (символом показана каждая четвертая точка профиля), доверительный интервал определения фазово-осредненной скорости — 95 %. Анализ полученных профилей показывает, что они находятся в хорошем соответствии с распределениями скоростей, полученными для стационарных режимов [2]. Для условий ВЕР имеет место прямоточное, почти равномерное по радиусу течение в осевом направлении. Так же, как и в стационарных условиях, присутствует слабая закрутка потока с формированием соосных противозакрученных течений. При удалении от точки ВЕР можно наблюдать усиление закрутки и развитие обширной зоны возвратного течения, что создает условия для развития гидродинамической неустойчивости течения в форме ПВЯ [2].

Таким образом, в настоящей работе реализована процедура фазового осреднения для анализа переходных режимов в модели отсасывающей трубы гидротурбины. Условное осреднение реализаций измеренных сигналов ЛДА было проведено при многократном повторении переходов от режима частичной нагрузки с максимальными пульсациями потока (ПВЯ наиболее выражен) к режиму ВЕР (ПВЯ отсутствует).

Рис. 2. Карта пульсаций давления для стационарных режимов. Уровни серого — максимумы амплитуды A (относительные единицы), изолинии — частоты доминантного пика (Гц); данные получены из разностного сигнала двух акустических датчиков.



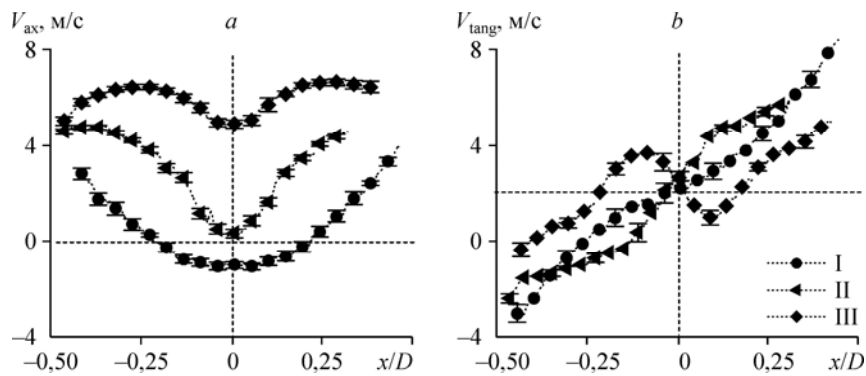


Рис. 3. Профили фазово-осредненной скорости для трех фаз переходного режима: (а) — аксиальная компонента (б) — тангенциальная компонента.

Фаза переходного режима: I — $0,51Q_c$ (начальная точка), II — $0,76Q_c$ (средняя точка), III — Q_c (конечная точка). Пространственное разрешение при ЛДА измерениях $0,01D$ (символом показана каждая четвертая точка профиля), доверительный интервал определения фазово-осредненной скорости 95 %.

В общем случае, когда одновременно изменяются все управляющие параметры при наличии дополнительной неустойчивости течения в виде ПВЯ, переходной режим представляет собой достаточно сложное явление. Поэтому начальный этап исследований был выполнен с изменением только расхода при фиксированной частоте вращения ротора. Кроме того, чтобы разделить нестационарные процессы, связанные с изменением расхода и наличием ПВЯ, время перехода от одного режима к другому было выбрано существенно выше, чем характерный период прецессии ПВЯ. Соответственно, условное осреднение проводилось только исходя из фазы изменения расхода. Показано, что в этом случае фазово-осредненные профили скорости в переходных режимах изменяются квазистатически, т.е. представляют собой последовательность стационарных режимов между режимом работы с частичной нагрузкой и режимом наивысшего КПД турбины (ВЕР). Дальнейшие исследования с использованием отработанной процедуры планируется проводить при сравнимых характерных временах перехода и периодах прецессии ПВЯ. Для этого условное осреднение будет выполняться с учетом фазы прецессии ПВЯ [6, 7].

Список литературы

1. Li D., Fu X., Zuo Zh., Wang H., Li Zh., Liu Sh., Wei X. Investigation methods for analysis of transient phenomena concerning design and operation of hydraulic-machine systems — a review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019. Vol. 101. P. 26–46.
2. 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.
3. 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.
4. Авдюшенко А.Ю., Черный С.Г., Чирков Д.В., Скороспелов В.А., Турук П.А. Численное моделирование переходных процессов в гидротурбинах // Теплофизика и аэромеханика. 2013. Т. 20, № 5. С. 587–604.
5. Houde S., Fraser R., Ciocan G., Deschênes C. Experimental study of the pressure fluctuations on propeller turbine runner blades. Part 2. Transient conditions // IOP Conf Ser: Earth Environ Sci. 2012. Vol. 15, No. 6. P. 62061-1–62061-8.
6. 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.
7. Litvinov I.V., Sharaborin D.K., Shtork S.I. Reconstructing the structural parameters of a precessing vortex by SPIV and acoustic sensors // Experiments in Fluids. 2019. Vol. 60. Paper 139. 18 p.

Статья поступила в редакцию 19 сентября 2019 г.,
после доработки — 14 октября 2019 г.,
принята к публикации 6 ноября 2019 г.