

03

## **Влияние инъекции воздуха на параметры закрученного течения в модели отсасывающей трубы TURBINE-99**

© С.Г. Скрипкин, П.А. Куйбин, С.И. Шторк

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск  
Новосибирский государственный университет  
E-mail: Skryp91@mail.ru

*Поступило в Редакцию 17 октября 2014 г.*

Представлены результаты экспериментального моделирования закрученного течения в модели отсасывающей трубы. Исследована методика по добавлению газовой фазы в поток. Результаты получены на замкнутом гидродинамическом стенде, содержащем рабочий участок, изготовленный по геометрии TURBINE-99. Показано влияние газосодержания на изменение структуры течения. Обнаружено, что при добавлении воздуха происходит изменение частоты прецессии вихревого жгута, формирующегося в конусе отсасывающей трубы, не связанное с увеличением расхода газожидкостной смеси.

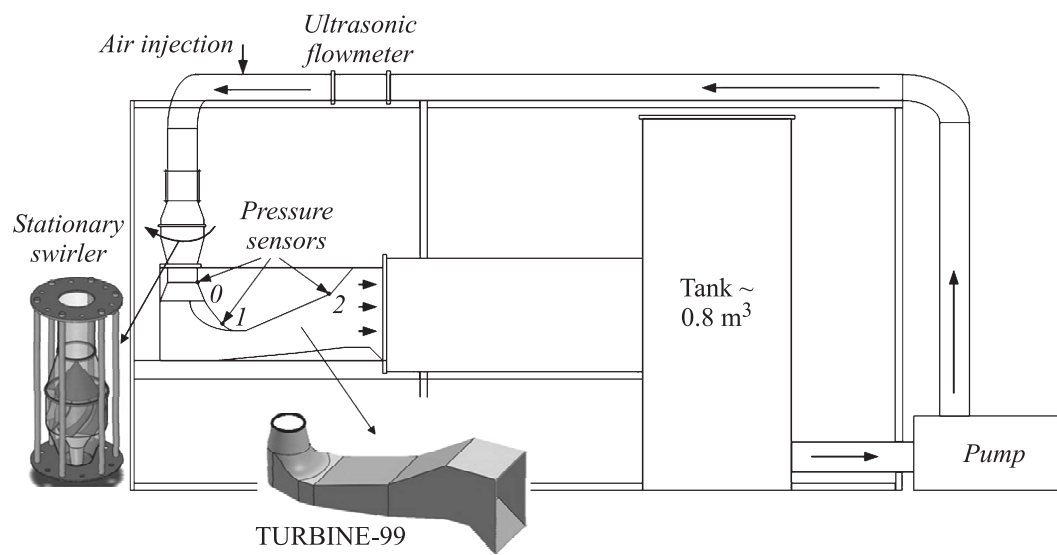
В настоящее время в качестве одного из основных направлений в развитии гидротурбостроения можно выделить экспериментальное изучение гидродинамических и гидроакустических нестационарных процессов в элементах проточного тракта гидротурбин, направленное на улучшение эксплуатационных характеристик гидротурбин и увеличение надежности работы в режимах неоптимальной нагрузки. Гидротурбины являются основным элементом в сетевых системах регулирования электрической мощности ввиду возможности быстрого изменения мощности в размерах десятков и сотен мегаватт. В особенности сказанное относится к высоконапорным станциям, на которых применяются турбины Френсиса. В режимах форсированной или частичной нагрузки поток, сходящий с рабочего колеса, обладает высокой остаточной циркуляцией, что приводит к формированию вихревого жгута. При достижении некоторой критической закрутки в потоке развивается гидродинамическая неустойчивость, в результате чего возникает явление прецессии вихревого ядра (ПВЯ) вокруг центральной оси симметрии с генерацией мощных пульсаций давления и взаимодействием со всем

гидродинамическим трактом [1,2]. Одним из современных направлений по оптимизации режимов работ гидротурбин при форсированной или частичной нагрузке является исследование и развитие методик по контролю и подавлению уже сформировавшегося ПВЯ. К основным из них можно отнести среди пассивных методов установку продольных ребер и поперечных крестовин, а среди активных — инъекцию дополнительной струи воды или воздуха [3–5]. При инъекции в поток газовой фазы течение стабилизируется и образуется воздушная полость, окруженная закрученным потоком. Введение относительно небольшого количества воздуха значительно уменьшает амплитуду колебания давления и практически не оказывает влияния на энергетические характеристики гидротурбин. Однако при дальнейшем увеличении подачи воздуха эффективность турбины существенно падает [6]. В работе [7] экспериментальные исследования влияния добавления газовой фазы направлены на поиск оптимального места инъекции воздуха и ограничены одним фиксированным расходом воздуха. Были разработаны несколько систем подачи воздуха, в которых воздух подавался вдоль центральной оси, с обтекателя, с периферии и с задней кромки модели рабочего колеса. Проведенные исследования показали, что каждое из устройств имеет свои сильные и слабые стороны, которые в свою очередь зависят от условий эксплуатации. Таким образом, возникает необходимость более детального исследования эффектов, связанных с двухфазностью потока, в более широком диапазоне расходов.

В рамках данной работы было проведено исследование по влиянию объемного расхода газа, инжектируемого в поток на структуру, и характеристикам закрученного потока в модели отсасывающей трубы TURBINE-99. Измерения проводились на экспериментальном стенде (рис. 1) с рабочим участком, являющимся прототипом геометрии TURBINE-99. Для создания закрутки потока использовался стационарный лопаточный завихритель, моделирующий рабочее колесо турбины в неоптимальных режимах. Конструктивный параметр закрутки используемого завихрителя  $S = 0.65$ :

$$S = \frac{2}{3} \left( \frac{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2} \right) \tan(\varphi), \quad (1)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  — внутренний и внешний диаметры,  $\varphi$  — угол наклона лопаток относительно вертикальной оси симметрии.



**Рис. 1.** Схема замкнутого гидродинамического контура, 0, 1, 2 — места отбора давления.

В реальных гидротурбинах поток за рабочим колесом гораздо сложнее, а закрутка потока очень сильно зависит от режима работы турбины, однако используемая в данной работе конструкция завихрителя позволяет проводить исследования, моделируя неоптимальный режим работы гидротурбины с высокой остаточной закруткой.

Для исследований влияния объемного газосодержания на частотные характеристики закрученного потока гидродинамический стенд был оснащен датчиком расхода газа, что позволило изменять расход воздуха от 0 до 3 м<sup>3</sup>/h при фиксированных расходах жидкости в диапазоне от 40 до 85 м<sup>3</sup>/h. Таким образом, содержание газа  $\beta = Q_g / (Q_g + Q_l)$  (где  $Q_g$  — расход инжектируемого воздуха,  $Q_l$  — расход воды в контуре) в эксперименте достигало 0.07 при минимальном расходе жидкости.

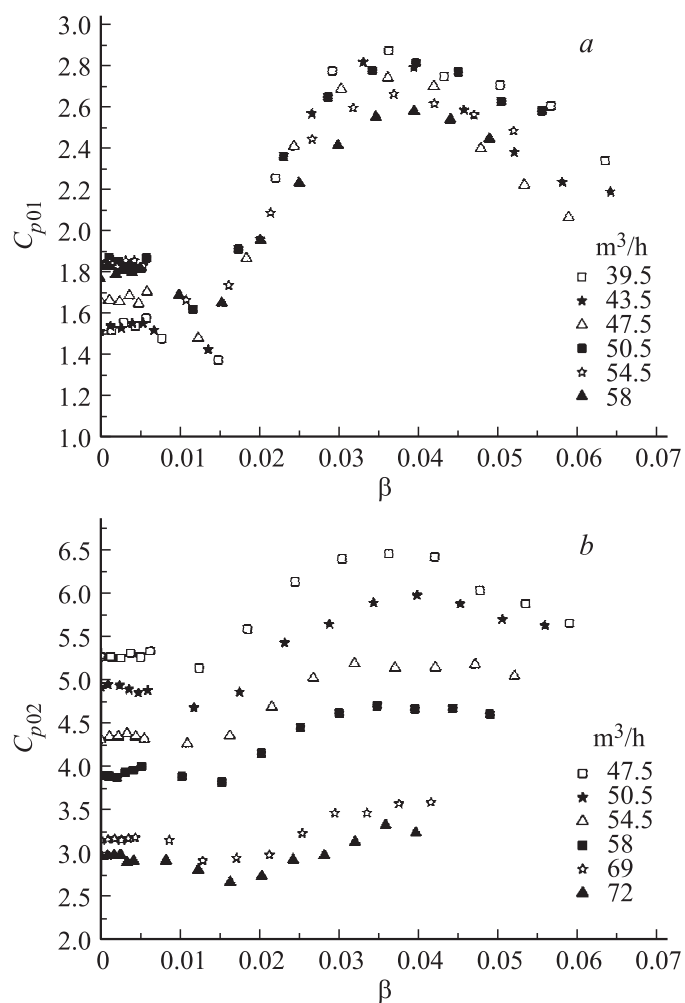
Измерения перепада давления в контуре проводились в конусе и колене отсасывающей трубы при различных расходах воды. Рабочий участок был оснащен двумя дифференциальными датчиками давления BD Sensor DMP 331, позволяющими измерять падение давления вблизи верхней стенки вдоль контура относительно давления, измеренного на входе в коническую часть с частотой регистрации сигнала 1 Hz.

Известно, что давление жидкости в различных местах проточного тракта гидромашин имеет большое значение при оценке показателей эффективности работы отсасывающих труб. Так, эффективность отсасывающей трубы определяется количеством кинетической энергии потока, которая преобразуется в энергию давления. Для характеристики количества кинетической энергии, восстановленной отсасывающей трубой, вводят коэффициент восстановления давления  $C_p$  (2), равный отношению разности давлений на входе и в выбранном сечении ниже по потоку, к динамическому давлению, определяемому через среднюю скорость на входе [8]:

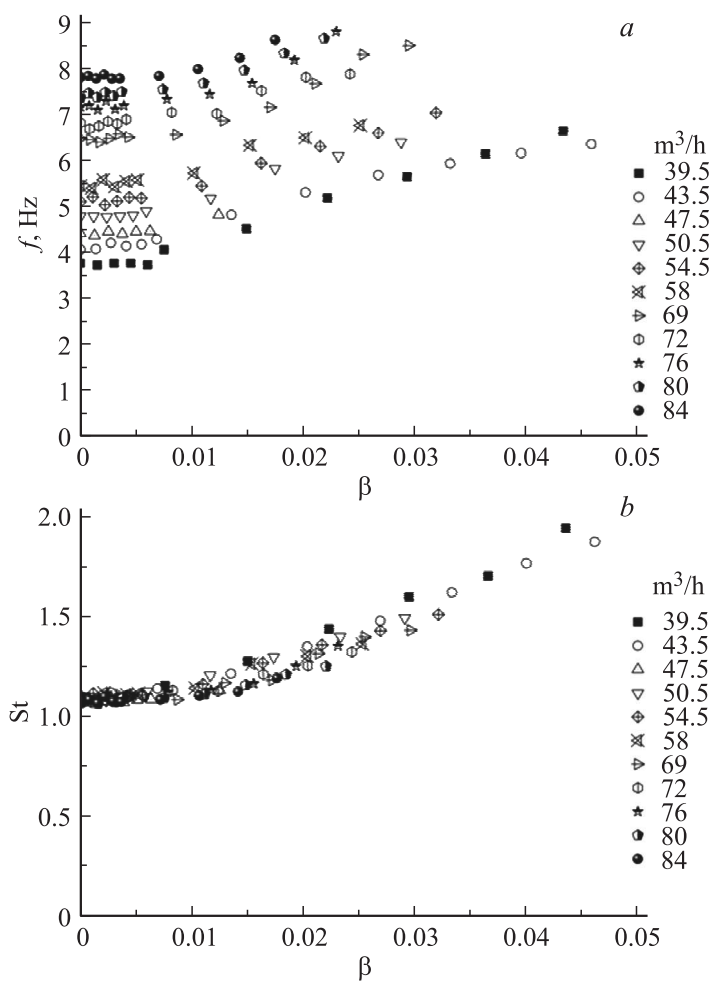
$$C_p = \frac{P_{wall} - P_{wall\_inlet}}{\frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{A_{inlet}} \right)^2}. \quad (2)$$

Здесь  $P_{wall\_inlet}$  — усредненное по времени давление в точке 0;  $P_{wall}$  — усредненное по времени давление ниже по течению в точках 1 или 2 (рис. 1),  $Q$  — расход воды,  $A_{inlet}$  — площадь входного сечения,  $\rho$  — плотность воды.

Ввиду того что в проводимых экспериментах отбор давления происходил только вдоль верхней стенки отсасывающей трубы, а



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента восстановления давления  $C_p$  от объемного газосодержания  $\beta$  при фиксированных расходах жидкости для участка 01 (a) и 02 (b) согласно рис. 1.



**Рис. 3.** Зависимость частоты прецессии вихря ( $a$ ) и  $St$  ( $b$ ) от газосодержания при фиксированных расходах жидкости.

поток в измеряемых сечениях отличается сильной неравномерностью, рассчитанное значение коэффициента является весьма приближенным и используется в данной работе только для качественного анализа. Также

в данной формуле учитывается средняя кинетическая энергия на входе, а так как поток на входе сильно турбулентный и обладает высокой степенью крутки, значение  $C_p$  оказывается переоцененным для каждого расхода жидкости.

При увеличении расхода газа наблюдается интересный эффект незначительного уменьшения, а затем — резкого роста до определенного максимума коэффициента восстановления давления (2) в диапазоне значений  $\beta$  от 0.03 до 0.04 (рис. 2). Эффект качественно одинаков в широком диапазоне расходов жидкости. Очевидно, что добавление воздуха в поток заметно сказывается на характеристиках вихревого течения и существенно влияет на изменение структуры потока, снижая интенсивность вихря.

С помощью гидрофона были измерены частоты прецессии вихревого жгута в конусе отсасывающей трубы для всех возможных режимов. На рис. 3 представлены полученные зависимости в размерных и безразмерных координатах. Можно заметить, что для всех расходов жидкости рост частоты прецессии наблюдается начиная с  $\beta \sim 0.01$ . Скорее всего, это связано с изменением структуры вихря при переходе от спиралевидной формы к кольцевому вихрю, окружающему газовую полость, которая оттесняет жидкость к периферии, фактически разрушая вихрь. Из графика зависимости числа Струхала ( $St = f d/v$ , где  $f$  — частота прецессии вихря,  $d$  — характерный диаметр канала,  $v$  — среднерасходная скорость) от  $\beta$  видно, что изменение частоты прецессии при увеличении газосодержания далеко не соответствует росту объемного расхода газожидкостной смеси и имеет более сложный характер, для которого пока не существует теоретического описания. Похожие результаты по исследованию эффекта ввода воздуха для канонической модели вихревой камеры можно найти в [9].

Таким образом, в работе рассмотрена методика инъекции газовой фазы в поток в модельной отсасывающей трубе. Выявлено, что начиная с небольшого содержания воздуха  $\beta \sim 0.01$  в потоке структура вихревого течения начинает сильно изменяться. Показан эффект влияния содержания газа на коэффициент восстановления давления и частоту прецессии вихревого жгута, зависимость которой от расхода газожидкостной смеси является сложной и нелинейной.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 14-29-00203).

## Список литературы

- [1] *Kirschner O., Ruprecht A., Gode E.* // 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Brno, Czech Republic, October 14–16, 2009. P. 56.
- [2] *Kirschner O., Ruprecht A., Göde E., Riedelbauch S.* // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2012. V. 15.
- [3] *Veli Turkmenoglu* // Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences. 2011. V. 21. P. 26–37.
- [4] *Kirschner O., Schmidt H., Ruprecht A., Mader R., Meusburger P.* // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2010. V. 12.
- [5] *Kurokawa J., Imamura H., Young-Do Choi* // J. Fluids Eng. 2010. V. 132. P. 071 101–8.
- [6] *Fernando Casanova Garcia, Carlos Alberto Mantilla Viveros* // Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia. September 2010. N 55. P. 90–98.
- [7] *Papillon B., Sabourin M., Couston M., Deschenes C.* // XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Lausanne, September 9–12, 2002.
- [8] *Mulu B.G., Jonsson P.P., Cervantes M.J.* // Applied Energy. 2012. V. 93. P. 695–706.
- [9] *Alekseenko S.V., Kuibin P.A., Okulov V.L., Shtork S.I.* // Heat Transfer Research. 2010. V. 41. P. 467–479.