

Влияние переходных режимов на нестационарные вихревые явления в модели отсасывающей трубы гидротурбины

Д. А. Суслов^{1,2}, И. В. Литвинов^{1,2}, С. И. Шторк¹, Е. Ю. Гореликов^{1,2}

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

² *Новосибирский государственный университет
Новосибирск, Россия*

Аннотация

Изучается закрученный поток с формированием прецессирующего вихревого ядра (ПВЯ) в конусе модели отсасывающей трубы гидротурбины. Эксперименты проводились на аэродинамическом стенде как в стационарных, так и в переходных режимах работы гидротурбины. Условия работы гидротурбины варьировались с помощью непрерывного изменения расхода при неизменной частоте вращения ротора. Выявлено формирование в потоке ПВЯ и максимального уровня пульсаций давления в режиме моделирующем режим частичной нагрузки гидротурбины. Определены границы возникновения эффекта ПВЯ при варьировании частоты вращения ротора и расхода воздуха. Обнаружено, что зависимость времени жизни ПВЯ в переходном режиме коррелирует с временем перехода. Показано, что профили скорости в переходных режимах меняются квазистатически между режимом работы с частичной загрузкой турбины и режимом наивысшего КПД турбины.

Ключевые слова

закрученный поток, прецессирующее вихревое ядро, отсасывающая труба, переходные режимы работы гидротурбины

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-08-01467

Для цитирования

Суслов Д. А., Литвинов И. В., Шторк С. И., Гореликов Е. Ю. Влияние переходных режимов на нестационарные вихревые явления в модели отсасывающей трубы гидротурбины // Сибирский физический журнал. 2019. Т. 14, № 4. С. 55–68. DOI 10.25205/2541-9447-2019-14-4-55-68

The Influence of Transient Regimes on Unsteady Vortex Phenomena in the Model of the Draft Tube of the Hydraulic Turbine

D. A. Suslov^{1,2}, I. V. Litvinov^{1,2}, S. I. Shtork¹, E. U. Gorelikov^{1,2}

¹ *Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS
Novosibirsk, Russian Federation*

² *Novosibirsk State University
Novosibirsk, Russian Federation*

Abstract

This article is devoted to study the swirling flow with the formation of the precessing vortex core (PVC) in the cone of the model of the draft tube of the hydraulic turbine. The experiments were carried out on the aerodynamic set-up both in stationary and in transient regimes of operation of the hydraulic turbine. The hydraulic turbine operating conditions were varied by continuously changing the flow rate at a constant rotor speed. The formation of the PVC in the flow and the maximum level of pressure pulsations in the regime modeling the partial load regime of a turbine are revealed. The boundaries of the occurrence of the PVC effect are determined with varying rotor speed and air flow rate. It was found that the dependence of the PVC lifetime in transition regimes correlate with the transition time. It was

shown that the velocity profiles in transient conditions change quasistatically between the operation regime with partial loading of the turbine and the regime of the highest efficiency of the turbine.

Keywords

swirling flow, precessing vortex core, draft tube, transient regime of the hydraulic turbine

Acknowledgements

The study was funded by RFBR according to research project No. 18-08-01467 A.

For citation

Suslov D. A., Litvinov I. V., Shtork S. I., Gorelikov E. Yu. The Influence of Transient Regimes on Unsteady Vortex Phenomena in the Model of the Draft Tube of the Hydraulic Turbine. *Siberian Journal of Physics*, 2019, vol. 14, no. 4, p. 55–68. (in Russ.) DOI 10.25205/2541-9447-2019-14-4-55-68

Введение

Актуальной проблемой гидроэнергетики является расширение диапазона стабильной и надежной эксплуатации ГЭС, в том числе на области нерасчетных режимов работы гидротурбин [1]. Систематические переходы через не рекомендованную зону работы турбины приводят к возникновению дополнительных нагрузок переменного характера. Например, образование и развитие усталостных повреждений узлов крепления гидроагрегата, крышки турбины вследствие дополнительных переменных нагрузок привели к аварии в 2009 г. на Саяно-Шушенской ГЭС¹.

При нерасчетных и неоптимальных режимах работы гидротурбины за рабочим колесом могут возникать опасные гидродинамические неустойчивости в виде распада вихря и прецессии вихревого ядра (ПВЯ) [2]. Эффект ПВЯ приводит к сильным периодическим пульсациям давления в аксиальном направлении вдоль столба воды из-за наличия поворотного колена в отсасывающей трубе ГЭС. Также частота вращения вихря может совпадать с собственными частотами составляющих частей конструкций ГЭС [3], вызывая резонанс. Резкое возрастание амплитуды вибраций может повредить гидроагрегат за счет накопления усталостных явлений, а также снижает КПД гидротурбины. Все это позволяет сделать вывод, что контроль и подавление ПВЯ, в том числе в условиях смены режимов, являются востребованными и актуальными задачами гидроэнергетики. Здесь следует отметить, что в литературе почти не содержатся данные о влиянии вихревых явлений на переходные режимы работы гидротурбины (старт и остановка турбины, регулирование мощности).

Теоретическое описание явления ПВЯ в отсасывающей трубе затруднено из-за сложной структуры течения, которое проходит через гидротурбину со сложной геометрической формой. В этой связи отмечается серия эффектов, связанных с формированием ПВЯ: развитая область возвратного течения [4], сильные пульсации давления на стенках трубы [5–7], генерируемые ПВЯ волны давления, идущие вдоль и поперек проточной части отсасывающей трубы [8], а также флуктуации мощности гидротурбины, возрастание уровня акустического шума и вибрации конструкции турбины [9]. Для адекватного математического моделирования данных явлений необходима детальная эмпирическая информация, которая может быть получена из лабораторного эксперимента. Поскольку наибольшее распространение имеют турбины Френсиса [1], которые используются при среднем и высоком напорах, то в рамках настоящей работы все эксперименты проводились на модели отсасывающей трубы Francis-99 [10; 11].

Как уже отмечалось, в неоптимальных и нерасчетных режимах течения с недогрузкой гидротурбины формируется ПВЯ, которое снижает эффективность работы гидротурбины и оказывает негативное влияние на коэффициент восстановления давления [12; 13]. Для моделирования условий генерации ПВЯ можно не воспроизводить весь тракт гидротурбины, включающий спиральную камеру, направляющий аппарат и рабочее колесо [14], а использо-

¹ Федеральная служба по экологическому техническому и атомному надзору. Акт технического расследования причин аварии, произошедшей 17 августа 2009 года в филиале открытого акционерного общества «Русгидро» – «Саяно-Шушенская ГЭС имени П. С. Непорожного», 2009.

вать упрощенную геометрию в виде пары последовательно расположенных завихрителей – покоящегося и вращающегося. Это позволяет воссоздать распределение скорости на входе в модель отсасывающей трубы, совпадающее с распределением скорости на входе в отсасывающую трубу натурной гидротурбины. Проведенные эксперименты по проверке этого подхода показали совпадение распределений скоростей в обоих случаях [14].

В [7] представлена упрощенная модель прецессии вихревого ядра. В статье [15] продемонстрированы физические основы формирования ПВЯ, базирующиеся на уравнениях Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS). Работа [16] содержит измерения мгновенных полей давления, которые использовались для проведения верификации численного моделирования. В работе [17] исследуются распределения осредненных аксиальной и тангенциальной компонент скорости в упрощенной модели отсасывающей трубы в режимах с ПВЯ. Используется бесконтактный метод измерения скоростей в потоке: лазерный доплеровский анемометр (ЛДА). Наряду с этим в статье [17] дается сравнение экспериментальных результатов с численными расчетами, где показано, что упрощенное численное моделирование в двумерной постановке может адекватно воспроизводить распределение скоростей, хотя для анализа более сложных нестационарных эффектов его недостаточно. В работе [18] выполнялось изучение потока методом ЛДА и верификация численного расчета на основе полученных экспериментальных данных. Эксперименты проводились на натурной модели турбины Френсиса, где использовалось специальное рабочее колесо. Отмечено, что данная конфигурация колеса разрешает увеличить расход в центре конуса отсасывающей трубы, уменьшая область возвратного течения и препятствуя таким образом формированию ПВЯ.

Переходные режимы обусловлены регулировкой открытия направляющего аппарата при переводе гидротурбины из одного установившегося режима работы в другой или изменении полезной нагрузки на рабочем колесе. Большинство из них являются сильно нестационарными и связаны с резким изменением параметров течения и нагрузок на элементы гидротурбины во времени. Значительные изменения расхода приводят к динамическому изменению давления в проточном тракте, проявляющемуся в форме гидравлического удара. Переходные режимы могут реализовываться в областях с генерацией ПВЯ, поэтому представляет интерес задача о закономерностях формирования ПВЯ в различных переходных режимах.

Влияние переходных режимов на функционирование гидротурбин изучается экспериментально и моделируется численно. В работе [11] измерения нестационарного давления на модели турбины Френсиса были выполнены во время торможения турбины от точки наивысшей эффективности. Исследовался отличный от стандартного торможения способ, когда направляющие лопатки были полностью закрыты перед отключением генератора, чтобы избежать непредвиденного превышения скорости рабочего колеса, которое наблюдается при стандартном торможении гидротурбин. В этом случае анализ временных эволюций реализаций давления выявил более низкоамплитудные флуктуации давления по сравнению со стандартным отключением. В отсасывающей трубе амплитуда пульсаций давления имела те же величины, что и у рабочего колеса. Более низкая амплитуда колебаний давления у рабочего колеса указывает на то, что этот тип торможения может снизить усталость материала лопастей по сравнению с обычной схемой торможения.

Цель настоящей работы – идентифицировать режимы с возникновением ПВЯ в воздушной модели отсасывающей трубы гидротурбины Francis-99 в условиях стационарной нагрузки и выявить влияние переходных режимов на ПВЯ.

Достоверность полученных результатов обеспечена применением апробированных экспериментальных методик, подробным описанием условий проведения опытов, а также методов анализа и интерпретации полученных результатов. Так, ранее показано, что для измерения пульсаций давления в потоке можно использовать микрофоны с отборниками давления [19–23]. Также для получения достоверных результатов при моделировании переходных режимов каждый режим повторялся не менее 50 раз, после чего данные усреднялись.

Экспериментальная техника

Экспериментальная установка

Экспериментальное моделирование течения в отсасывающей трубе гидротурбины проводится с использованием воздуха в качестве рабочей среды [24]. Замена воды воздухом упрощает проблему герметизации соединений, а также позволяет оперативно изменять геометрию отсасывающей трубы, использовать для монтажа аэродинамического контура недорогие пластиковые трубы, которые способны выдерживать переменные нагрузки. Некоторые части установки созданы с помощью 3D-принтера, который позволяет быстро и точно воспроизводить геометрически сложные граничные условия в рабочем участке. Аэродинамический

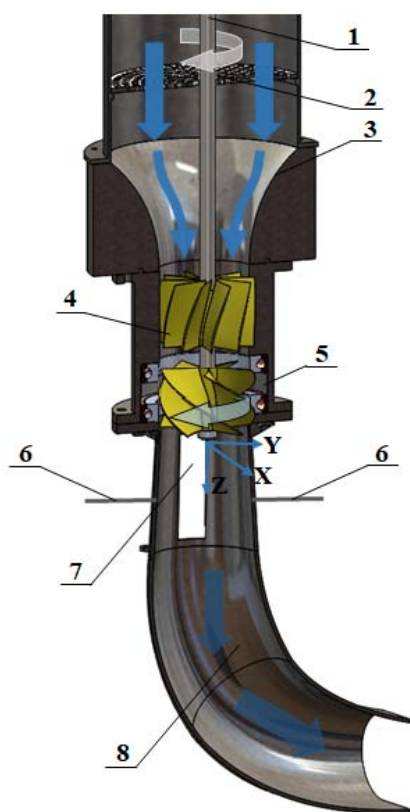


Рис. 1. Экспериментальная установка: 1 – вал; 2 – выравнивающая решетка; 3 – выпрямляющее сопло; 4 – покоящийся завихритель (статор); 5 – вращающийся завихритель (ротор); 6 – микрофоны; 7 – прозрачное измерительное окно; 8 – отсасывающая труба

Fig. 1. Experimental setup: 1 – shaft; 2 – leveling grid; 3 – profiled nozzle; 4 – guide vanes; 5 – runner; 6 – microphones; 7 – transparent measuring window; 8 – draft tube

стенд, на котором проводились эксперименты в рамках настоящей работы, позволяет изучать потоки с числами Рейнольдса от 3 500 до 35 000. Такой способ моделирования имеет также известные ограничения. В частности, на воздухе можно моделировать только докавитационные режимы течения, нельзя учесть гидроакустические эффекты, есть разница скоростей звука в воздухе и в воде. Невозможно рассмотреть влияние эффекта кавитации на вихревой жгут, однако это влияние вторично, поскольку вихревой жгут формируется и для докавитационных режимов течения.

В работах [3; 25] показано, что для изучения ПВЯ необязательно полностью повторять конструкцию всего тракта гидротурбины, что облегчает задачу моделирования потока. Задание распределения скорости, подобного распределению скорости за натурной турбиной, производится с использованием системы двух лопаточных решеток (рис. 1). Первая решетка стоит неподвижно (статор). Ее задача – имитировать спиральную камеру и направляющий аппарат гидротурбины. На нее равномерно подается поток с объемным расходом Q . Вторая решетка (ротор) вращается с частотой n и выполняет функцию рабочего колеса гидротурбины. Этих двух параметров достаточно [25], чтобы обеспечить распределение скорости, характерное для определенного режима работы турбины.

Подробное описание аэродинамического стенда, использованного в данных экспериментах, представлено в работе [3]. Для измерения скорости потока в локальных точках рабочего участка был использован ЛДА «ЛАД-0би»². Засев потока производится с помощью атомайзера, заполненного парафиновым маслом и подключенного к компрессору. Для модели отсасывающей трубы Francis-99 был изготовлен с помощью 3D-печати конус, в котором по всей длине проходит вырез шириной 3 см, закрытый прозрачным стеклом. По бокам конуса также предусмотрены два отверстия (P_1 и P_2), куда помещаются отборники микрофонов.

² ОАО «Институт оптико-электронных информационных технологий». Лазерная доплеровская измерительная система (ЛДИС) для диагностики газожидкостных потоков ЛАД076 И, техническое описание и инструкция по эксплуатации, 2008. 126 с.

При помощи специальной программы задавался необходимый для измерений режим расхода и частоты вращения рабочего колеса. Кроме того, программа использовалась для изменения режимов и регистрации сигналов акустических датчиков. Программа позволяет проводить эксперименты как при постоянном, так и при переменном во времени расходе (переходные режимы). В переходных режимах выставляется нижняя частота на частотном преобразователе, который управляет двигателем воздуходувки [3], верхняя частота, частота вращения ротора (постоянна), число циклов перехода. Поскольку переходной процесс занимает порядка нескольких секунд, то было решено отказаться от ПИД (пропорционально-интегрально-дифференцирующего) регулирования расхода, поскольку установление расхода при выходе на стационарный режим занимает порядка нескольких минут, даже при оптимально подобранных коэффициентах ПИД-регулятора.

Постановка экспериментов с ЛДА

Измерения с помощью системы ЛДА проводились через прозрачное окно в конусе отсасывающей трубы. Точка пересечения лучей ЛДА (измерительный объем) с помощью координатно-перемещающего устройства передвигалась в радиальном направлении вдоль горизонтального сечения, находящегося на 55 мм ниже по потоку от тела обтекания.

Измерения скорости потока производились в следующем порядке. Запускался и переводился в автоматический режим частотный преобразователь, управляющий воздуходувкой. Запускался блок питания сервопривода, от которого вращается ротор, включался компрессор, подающий сжатый воздух в атомайзер. Давление на редукторе компрессора устанавливалось в пределах 2–3 атм., а расход воздуха – около 0,3 л/с. Эта величина выбрана таким образом, чтобы количество частиц парафинового масла, регистрируемое системой ЛДА, было достаточно для быстрого набора статистики, а вытяжная система справлялась с удалением аэрозоля из помещения. Компьютерная программа управления системой ЛДА записывает все данные в файлы, после чего эти данные обрабатывались в программах, написанных в среде Matlab.

Постановка экспериментов с акустическими датчиками

Для акустических измерений использовались микрофоны Behringer ECM 8000. В [3] представлено описание отборника для измерений пульсаций давления в локальной точке. Сигналы с микрофонов оцифровывались с помощью АЦП L-Card E-440 и были усилены с помощью предусилителей Tube Microgain M200. В программе управления стендом выставляются параметры: постоянный расход или переменный, частота вращения завихрителя и др. Программа параллельно записывала сигнал с АЦП. Затем файлы с записанными данными обрабатывались в программах, написанных в среде Matlab.

Анализ погрешностей

Основными источниками ошибок являются погрешность выставления расхода, частоты вращения сервопривода, точность измерения системой «ЛАД-06И», точность измерения Behringer ECM 8000.

Задание расхода контролировалось расходомером ИРВИС-РС4М-УЛЬТРА. В соответствии с его паспортом точность измерения расхода составляет не менее 1,5 %. Точность задания частоты вращения сервопривода составляет 0,5 %. Точность измерений микрофонами Behringer ECM 8000 составляет порядка 1 %. Система ЛАД-06И измеряет скорость отдельно взятой пролетающей частицы с точностью 0,2 %, что следует из паспорта прибора. Для каждого измерения набиралась статистика в локальной точке пространства не менее 12 500 вспышек, что позволяет определять скорость потока в данной точке с доверительным интер-

валом 99,7 %, поскольку для каждой компоненты скорости усреднение идет более чем по 6 000 измерениям.

Результаты

Стационарные режимы: карта пульсаций давления

Перед изучением пульсаций давления в переходном режиме пульсации давления сначала рассматривались в стационарных режимах. Это необходимо для того, чтобы можно было выбрать наиболее интересный переходный режим и в будущем рассмотреть только этот режим. В стационарных режимах расход менялся от нуля до 73,5 л/с, а частота вращения завихрителя от 1 200 до 2 900 об./мин. С помощью системы двух акустических датчиков, стоящих друг напротив друга, получен разностный сигнал. Такой сигнал позволяет устранить синфазные внешние помехи. Далее выполняется преобразование Фурье для разностного сигнала. Таким образом была построена карта пульсаций давления, содержащая примерно 1 000 точек (рис. 2). В каждой точке скорость воздушного потока и скорость вращения завихрителя поддерживались постоянными. Амплитуда ПВЯ, найденная как амплитуда гармоники с частотой ПВЯ, растет с ростом частоты вращения завихрителя, а с ростом расхода увеличивается ширина области.

Оптимальный режим достигается в точке наивысшего КПД турбины (ВЕР) при частоте вращения $n_c = 2432$ об./мин = 40,5 Гц и расходе $Q_c = 49$ л/с. В этом режиме закрутка потока за вращающимся завихрителем минимальна, а профиль аксиальной компоненты скорости близок к ударному. Введем приведенную частоту вращения n/n_c и приведенный расход Q/Q_c . Все результаты, представленные ниже, будем описывать в этих терминах.

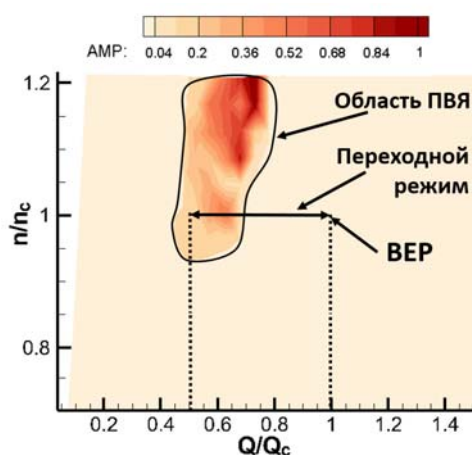


Рис. 2. Карта пульсаций давления для стационарных режимов (в отн. ед.)

Fig. 2. Pressure pulsation map for stationary regimes (in a.u.)

Переходные режимы

Эксперименты с акустическими датчиками

На основании полученной карты пульсаций давления (см. рис. 2) для детального исследования был выбран переход от точки с частичной загрузкой турбины ($Q/Q_c = 0,51$) к точке с наибольшим КПД турбины ($Q/Q_c = 1$) и обратно. В точке частичной загрузки турбины с $Q/Q_c = 0,51$, как мы видим на карте, происходит образование ПВЯ. В точке с наивысшей эффективностью ПВЯ не исчезает. Пример процесса перехода показан на рис. 3, а. Во время экспериментов были установлены разные значения

времени стационарных участков, а также ускорения и замедления (изменения расхода). Каждый цикл повторяли 50 раз, после чего полученные данные усредняли по всем циклам.

Поскольку мы имеем дело с нестационарным сигналом, было решено использовать вейвлет-преобразование. Преобразование Фурье дает только суммарный вклад гармоник на всем промежутке времени, а с помощью вейвлет-преобразования, можно локализовать их во времени. В данной работе выбор остановлен на вейвлете «мексиканская шляпа»:

$$\psi(t) = (1 - t^2) e^{-t^2/2}.$$

Операция вейвлет-преобразования позволяет отчетливо увидеть начало и окончание процесса формирования ПВЯ, а также определить частоту и амплитуду пульсаций давления. При-

мер спектрограммы, полученной с помощью акустических датчиков в переходном режиме, показан на рис. 3, в.

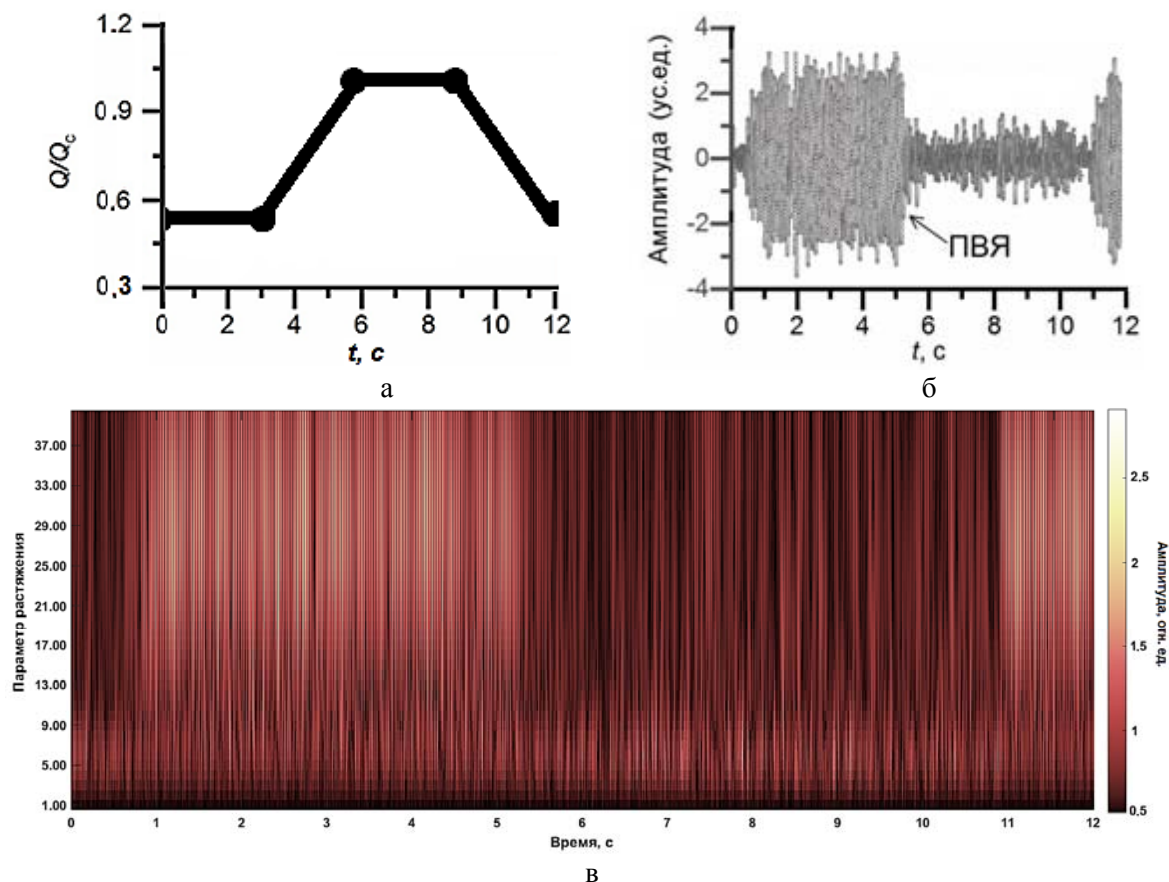


Рис. 3. Данные измерений в переходных режимах: а – график зависимости расхода от времени для одного цикла; б – график зависимости амплитуды сигнала при заданном параметре растяжения от времени; в – типичная вейвлет-диаграмма для переходного процесса от расхода $Q/Q_c = 0,51$ до $Q/Q_c = 1$ и обратно с постоянной скоростью вращения завихрителя (показана часть полной вейвлет-диаграммы общей продолжительностью 10 мин)

Fig. 3. Measurement data in transient regime: а – graph of the flow rate versus time for one cycle; б – graph of the signal amplitude at a given stretching parameter versus time; в – typical wavelet diagram for a transient process from a flow rate of $Q/Q_c = 0.51$ to $Q/Q_c = 1$ and vice versa with a constant swirl speed (a part of the complete wavelet diagram with a total duration of 10 minutes is shown)

Всего было исследовано порядка 50 различных переходных режимов с разными значениями времени перехода и времени стационарного состояния. Для каждого режима вейвлет-преобразование выполнялось для разностного сигнала от двух микрофонов. В результате вейвлет-преобразования сигнала были получены двумерные массивы, каждый из которых содержит 40 строк и приблизительно 500 тысяч столбцов. Строка (параметр масштаба) имеет смысл величины, обратной частоте сигнала. Для каждого массива искалась строка с максимальной суммой абсолютных значений амплитуд разностного сигнала, полученного от микрофонов (рис. 3, б). Иными словами, проводился поиск частоты, на которой амплитуда пульсаций максимальна. Предполагалось, что эта частота соответствует частоте ПВЯ.

Для найденной строки строилась функция плотности вероятности нахождения той или иной величины амплитуды в этой строке. Примеры функций плотности вероятности показаны на рис. 4. Полагается, что ПВЯ отсутствует, если функция имеет один четко определен-

ный пик, как на рис. 4, *а*. Этот пик соответствует вероятности нахождения собственных частот установки. Если функция плотности вероятности имеет два четко определяемых пика, как на рис. 4, *б*, то ПВЯ присутствует. Первый пик соответствует собственным частотам установки, второй – ПВЯ.

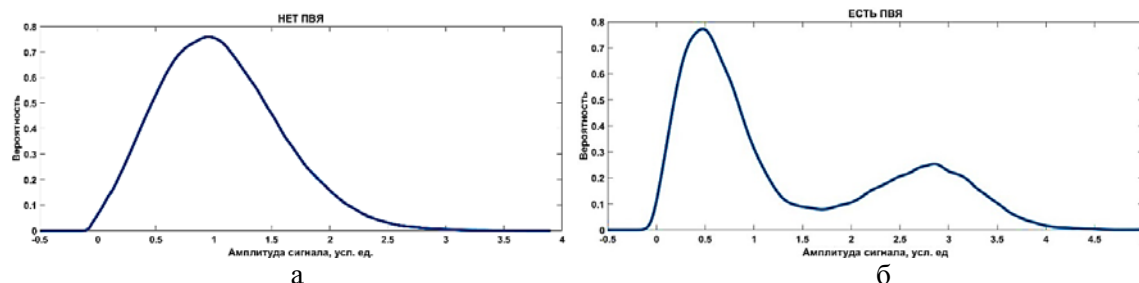


Рис. 4. Функция плотности вероятности: *а* – при отсутствии ПВЯ; *б* – при наличии ПВЯ
 Fig. 4. The probability density function: *a* – at the absence of PVC; *b* – at the presence of PVC

Время жизни ПВЯ определяется как длина протяженности во времени участка с пульсациями, которые превышают фоновые (см. рис. 3, *б*). Для каждого режима подсчитываются эти значения времени, затем усредняются по 50 повторениям одного и того же цикла. На рис. 5 приведены графики зависимости времени жизни ПВЯ от времени перехода и времени стационарного режима. Показано, что зависимость времени жизни ПВЯ в переходном режиме прямо пропорциональна времени перехода от одного стационарного состояния к другому.

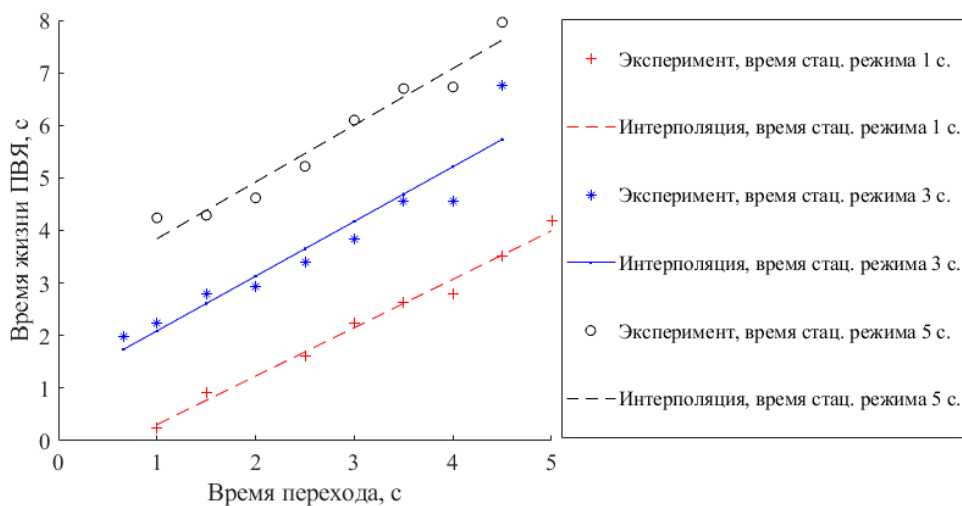


Рис. 5. Графики зависимости времени жизни ПВЯ от времени перехода. Время стационарного режима t составляет 1, 3 и 5 секунд соответственно. Штриховые линии проведены методом наименьших квадратов для каждого времени стационарных режимов

Fig. 5. Time dependence of PVC lifetime for different transition times ($t = 1, 3$ and 5 s, respectively). The dashed lines are drawn by the least squares method for each time of stationary regimes

Эксперименты с ЛДА

В переходных режимах был проведен анализ профилей двух компонент скоростей. Из данного анализа можно определить моменты появления и исчезновения ПВЯ. Также можно заключить, при каких условиях переходной режим – это последовательность стационарных режимов.

На полученной карте пульсаций давления (см. рис. 2) можно видеть, что ПВЯ существует при $Q/Q_c = 0,51$. Для анализа профилей скорости в эксперименте изучался переходной режим от $Q/Q_c = 0,51$ до $Q/Q_c = 1$ и обратно. Такой режим соответствует переходу от сильной недогрузки турбины до точки наивысшей эффективности.

Профили скоростей в данном переходном режиме измерялись на расстоянии 55 мм от вращающегося завихрителя с шагом 2 мм от ближней к ЛДА стенки до оси конуса. В каждой точке переходной режим повторялся не менее 25 раз. Компьютерная программа выделяет из массива данных значения аксиальной и тангенциальной скоростей с шагом по расходу в $Q/Q_c = 0,002$. Далее проводится усреднение скоростей по циклам в каждой точке и строится профиль аксиальной и тангенциальной скоростей. Для каждой фазы и одной точки пространства приходилось не менее 200 измерений каждой компоненты скорости, а затем проводилось усреднение по компонентам скорости в данной фазе для данной пространственной точки.

На рис. 6 показаны профили тангенциальной и аксиальной скорости для различных фаз в единицах фазового угла, с учетом полного перехода в 360° . Сначала наблюдается обширная зона рециркуляции, затем она начинает вырождаться, и профили скорости приближаются к виду, характерному для режима с наивысшей эффективностью турбины. Интенсивность закрутки при увеличении фазы уменьшается, как видно из профилей тангенциальной скорости. Сравнивая полученные профили с аналогичными профилями для стационарных режимов [3] и наблюдая их схожесть, можно заключить, что профили скорости в переходных режимах меняются квазистатически, т. е. представляют собой последовательность стационарных режимов.

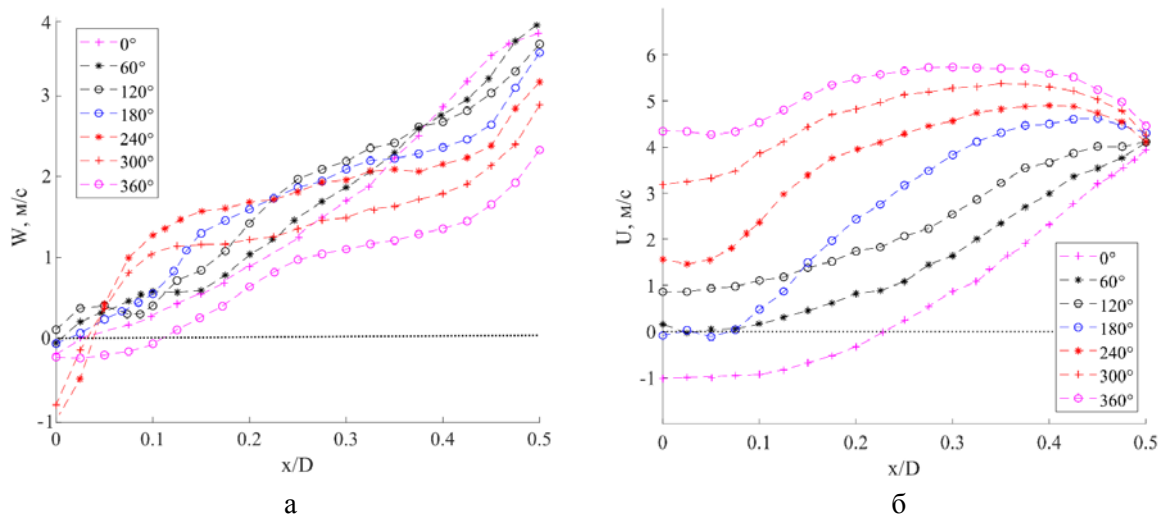


Рис. 6. Профили тангенциальной (а) и аксиальной (б) скорости для переходного режима
Fig. 6. Tangential (a) and axial (b) velocity profiles in the transient regime

Заключение

В ходе работы были изучены режимы с возникновением ПВЯ в воздушной модели отсасывающей трубы гидротурбины Francis 99 в условиях стационарных режимов, а также в переходных режимах между условиями частичной нагрузки и точки с наивысшим КПД гидротурбины.

Для стационарных режимов построена карта пульсаций давления с помощью акустических датчиков. При помощи карты найдены значения частоты вращения завихрителя и расхода, при которых возникает ПВЯ. На основе данных, представленных параметрическими зависимостями, были выбраны начальные и конечные параметры переходного процесса. Рассмотрен переход от частичной загрузки турбины ($Q/Q_c = 0,51$) до точки наивысшей эффективности турбины ($Q/Q_c = 1$) и обратно.

Используя непрерывное вейвлет-преобразование, найдены характерные значения времени образования ПВЯ и установления режима течения при изменении управляющих параметров работы установки. Для анализа измеренных сигналов акустических датчиков и ЛДА проведено условное осреднение реализаций, полученных при многократном повторении переходных режимов. Было установлено, что время жизни ПВЯ в переходном режиме прямо пропорционально времени разгона / торможения. С помощью условного осреднения показано, что профили скорости в переходных режимах меняются квазистатически, т. е. представляют собой последовательность стационарных режимов между режимом работы с частичной загрузкой турбины и режимом наивысшего КПД турбины.

Список литературы

1. **Губин М. Ф.** Отсасывающие трубы гидроэлектростанций: Учебник для вузов. М.: Энергия, 1970.
2. **Куйбин П. А., Литвинов И. В., Сонин В. И., Устименко А. С., Шторк С. И.** Моделирование условий закрученного потока на входе в отсасывающую трубу для различных режимов работы гидротурбины // Сибирский физический журнал. 2016. Т. 11, № 1. С. 56–65.
3. **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 Science*, 2018, vol. 91, p. 410–422.
4. **Алексеев С. В., Куйбин П. А., Окулов В. Л.** Введение в теорию концентрированных вихрей / Ин-т теплофизики СО РАН. Новосибирск, 2003.
5. **Arpe J., Avellan F.** Pressure wall measurements in the whole draft tube: steady and unsteady analysis. In: Proc. of the 21st IAHR symposium on hydraulic machinery and systems. Lausanne, Switzerland, 2002, vol. 1, p. 593–602.
6. **Casanova García F., Mantilla Viveros C. A.** Experimental analysis of the vibration on the draft tube of a Francis hydraulic turbine during operation at different power levels. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, 2010, vol. 55, p. 90–98.
7. **Cervantes M., Lövgren M.** Radial velocity at the inlet of the Turbine-99 draft tube. In: IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. October 24–26, 2007, p. 137–144.
8. **Сентябов А. В.** Численное исследование гидродинамических пульсаций в отсасывающей трубе гидротурбины, вызванных прецессирующим вихревым жгутом // Тез. Всерос. конф. «XXXI Сибирский теплофизический семинар». Новосибирск, 2014. С. 48.
9. **Wahl T.** Draft Tube Surging Times Two: The Twin Vortex Phenomenon. *Hydro Review*, 1994, vol. 13 (1), p. 60–69.

10. **Cervantes M. J., Trivedi C., Dahlhaug O. G., Nielsen T.** Francis-99 Workshop 1: steady operation of Francis turbines. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2015, vol. 579, no. 1, p. 011001.
11. **Trivedi C., Bhupendra K., Gandhia M., Cervantes J., Dahlhaug O.** Experimental investigations of a model Francis turbine during shutdown at synchronous speed. *Renewable Energy*, 2015, vol. 83, p. 828–836.
12. **Mulu B. G., Jonsson P. P., Cervantes M. J.** Experimental investigation of a Kaplan draft tube. Part I: Best efficiency point. *Applied Energy*, 2012, vol. 93, p. 695–706.
13. **Fanelli M.** On the precession rate of the vortex rope in francis turbines operating at partial loads. In: 10th International Meeting of the work group on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions, 2001.
14. **Susan-Resiga R., Muntean S., Bosioc A.** Hydrodynamic Design and Analysis of a Swirling Flow Generator. In: 4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, 2008.
15. **Zhang R.-K., Cai Q.-D., Wu J.-Z., Wu Y.-L., Liu S.-H., Zhang L.** The Physical Origin of Severe Low-Frequency Pressure Fluctuations in Giant Francis Turbines. *Modern Physics Letters B*, 2005, vol. 19 (28n29), p. 1527–1530.
16. **Lövgren M.** Time Dependent Pressure Phenomena in Hydropower Applications. Doctoral dissertation. Luleå tekniska universitet, 2006.
17. **Bosioc A., Tanasa C., Muntean-S., Susan-Resiga-R. F.** 2D LDV measurements and comparison with axisymmetric flow analysis of swirling flow in a simplified draft tube. In: Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Brno, Czech Republic, 2009, p. 551–560.
18. **Bergan C. W.** Transient LDV-measurements in the draft tube of a high head Francis turbine. Norwegian University of Science and Technology, 2014, 46 p.
19. **Moisy F., Petitjeans P.** Pressure measurements in a stretched vortex. *Vortex Structure and Dynamics*, 2000, p. 252–262.
20. **Fernandes E. C., Heitor M. V., Shtork S. I.** An analysis of unsteady highly turbulent swirling flow in a model vortex combustor. *Experiments in Fluids*, 2006, p. 177–187.
21. **Shtork S. I., Vieira N. F., Fernandes E. C.** On the identification of helical instabilities in a reacting swirling flow. *Fuel*, 2007, vol. 87 (10–11), p. 2314–2321.
22. **Cala C. E., Fernandes E. C., Heitor M. V., Shtork S. I.** Coherent structures in unsteady swirling jet flow. *Experiments in Fluids*, 2006, vol. 40 (2), p. 267–276.
23. **Bergh H., Tijdeman H.** Theoretical and experimental results for the dynamic response of pressure measuring systems. National Aero and Aeronautical Research Institute, 1965.
24. **Nishi M., Yoshida K., Yano M., Okamoru 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. In: Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Timisoara, Romania, 2007, p. 197–202.
25. **Sonin V. I., Ustimenko A. S., Kuibin P. A., Litvinov I. V., Shtork S. I.** Study of the velocity distribution influence upon the pressure pulsations in draft tube model of hydro-turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49 (8), p. 82020.

References

1. **Gubin M. F.** Draft tubes of hydro-electric stations, Moscow, Energiya Press, 1970. (in Russ.)
2. **Kuibin P., Litvinov I., Sonin V., Ustimenko A., Shtork S.** Modelling inlet flow in draft tube for different regimes of hydroturbine operation. *Siberian Journal of Physics*, 2019, vol. 11, no. 1, p. 56–65. (in Russ.)

3. **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 Science*, 2018, vol. 91, p. 410–422.
4. **Alekseenko S. V., Kuibin P. A., Okulov V. L.** Theory of concentrated vortices: an introduction. Springer Science & Business Media, 2007.
5. **Arpe J., Avellan F.** Pressure wall measurements in the whole draft tube: steady and unsteady analysis. In: Proc. of the 21st IAHR symposium on hydraulic machinery and systems. Lausanne, Switzerland, 2002, vol. 1, p. 593–602.
6. **Casanova García F., Mantilla Viveros C. A.** Experimental analysis of the vibration on the draft tube of a Francis hydraulic turbine during operation at different power levels. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, 2010, vol. 55, p. 90–98.
7. **Cervantes M., Lövgren M.** Radial velocity at the inlet of the Turbine-99 draft tube. In: IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. October 24–26, 2007, p. 137–144.
8. Sentyabov A. Numerical study of hydrodynamic pulsations in a suction pipe of a turbine caused by a precessing vortex bundle. In: Theses of the All-Russian Conference “XXXI Siberian Thermophysical Seminar”. Novosibirsk, 2014, p. 48. (in Russ.)
9. **Wahl T.** Draft Tube Surging Times Two: The Twin Vortex Phenomenon. *Hydro Review*, 1994, vol. 8 (1), p. 60–69.
10. **Cervantes M. J., Trivedi C., Dahlhaug O. G., Nielsen T.** Francis-99 Workshop 1: steady operation of Francis turbines. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2015, vol. 579, no. 1, p. 011001.
11. **Trivedi C., Bhupendra K., Gandhia M., Cervantes J., Dahlhaug O.** Experimental investigations of a model Francis turbine during shutdown at synchronous speed. *Renewable Energy*, 2015, vol. 83, p. 828–836.
12. **Mulu B. G., Jonsson P. P., Cervantes M. J.** Experimental investigation of a Kaplan draft tube. Part I: Best efficiency point. *Applied Energy*, 2012, vol. 93, p. 695–706.
13. **Fanelli M.** On the precession rate of the vortex rope in francis turbines operating at partial loads. In: 10th International Meeting of the work group on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions, 2001.
14. **Susan-Resiga R., Muntean S., Bosioc A.** Hydrodynamic Design and Analysis of a Swirling Flow Generator. In: 4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, 2008.
15. **Zhang R.-K., Cai Q.-D., Wu J.-Z., Wu Y.-L., Liu S.-H., Zhang L.** The Physical Origin of Severe Low-Frequency Pressure Fluctuations in Giant Francis Turbines. *Modern Physics Letters B*, 2005, vol. 19 (28n29), p. 1527–1530.
16. **Lövgren M.** Time Dependent Pressure Phenomena in Hydropower Applications. Doctoral dissertation. Luleå tekniska universitet, 2006.
17. **Bosioc A., Tanasa C., Muntean-S., Susan-Resiga-R. F.** 2D LDV measurements and comparison with axisymmetric flow analysis of swirling flow in a simplified draft tube. In: Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Brno, Czech Republic, 2009, p. 551–560.
18. **Bergan C. W.** Transient LDV-measurements in the draft tube of a high head Francis turbine. Norwegian University of Science and Technology, 2014, 46 p.
19. **Moisy F., Petitjeans P.** Pressure measurements in a stretched vortex. *Vortex Structure and Dynamics*, 2000, p. 252–262.
20. **Fernandes E. C., Heitor M. V., Shtork S. I.** An analysis of unsteady highly turbulent swirling flow in a model vortex combustor. *Experiments in Fluids*, 2006, p. 177–187.
21. **Shtork S. I., Vieira N. F., Fernandes E. C.** On the identification of helical instabilities in a reacting swirling flow. *Fuel*, 2007, vol. 87 (10–11), p. 2314–2321.

22. **Cala C. E., Fernandes E. C., Heitor M. V., Shtork S. I.** Coherent structures in unsteady swirling jet flow. *Experiments in Fluids*, 2006, vol. 40 (2), p. 267–276.
23. **Bergh H., Tijdeman H.** Theoretical and experimental results for the dynamic response of pressure measuring systems. National Aero and Aeronautical Research Institute, 1965.
24. **Nishi M., Yoshida K., Yano M., Okamoru 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. In: Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Timisoara, Romania, 2007, p. 197–202.
25. **Sonin V. I., Ustimenko A. S., Kuibin P. A., Litvinov I. V., Shtork S. I.** Study of the velocity distribution influence upon the pressure pulsations in draft tube model of hydro-turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49 (8), p. 82020.

Материал поступил в редколлегию
Received
26.11.2019

Сведения об авторах / Information about the Authors

Сулов Даниил Андреевич, студент, Новосибирский государственный университет (ул. Пирогова, 1, Новосибирск, 630090, Россия); инженер, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (пр. Академика Лаврентьева, 1, Новосибирск, 630090, Россия)

Daniil A. Suslov, student, Novosibirsk State University (1 Pirogov Str., Novosibirsk, 630090, Russian Federation), Engineer, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (1 Academician Lavrentiev Ave., Novosibirsk, 630090, Russian Federation)

d.suslov@g.nsu.ru

Литвинов Иван Викторович, кандидат физико-математических наук, научный сотрудник, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (пр. Академика Лаврентьева, 1, Новосибирск, 630090, Россия); старший преподаватель, Новосибирский государственный университет (ул. Пирогова, 1, Новосибирск, 630090, Россия)

Ivan V. Litvinov, Candidate of Science (Physics and Mathematics), Researcher, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (1 Academician Lavrentiev Ave., Novosibirsk, 630090, Russian Federation); senior lecturer, Novosibirsk State University (1 Pirogov Str., Novosibirsk, 630090, Russian Federation)

litvinov@itp.nsc.ru

ScopusID 55625102000

ResearcherID A-7914-2014

ORCID 0000-0001-9026-2730

Шторк Сергей Иванович, доктор физико-математических наук, заведующий лабораторией 7.1, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (пр. Академика Лаврентьева, 1, Новосибирск, 630090, Россия);

Sergey I. Shtork, Doctor of Science (Physics and Mathematics), Head of the Laboratory 7.1, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (1 Academician Lavrentiev Ave., Novosibirsk, 630090, Russian Federation)

shtork@itp.nsc.ru
ResearcherID N-2634-2013
ORCID 0000-0002-9198-3705

Гореликов Евгений Юрьевич, ассистент, Новосибирский государственный университет (ул. Пирогова, 1, Новосибирск, 630090, Россия), аспирант, инженер-исследователь, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (пр. Академика Лаврентьева, 1, Новосибирск, 630090, Россия)

Evgeny Yu. Gorelikov, assistant, Novosibirsk State University (1 Pirogov Str., Novosibirsk, 630090, Russian Federation), post-graduate student, Research Engineer, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (1 Academician Lavrentiev Ave., Novosibirsk, 630090, Russian Federation)

e.gorelikov@g.nsu.ru