

DOI: 10.18721/JEST.26210
УДК 621.22-253

В.В. Пак, А.А. Новкунский

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

На гидроэлектростанциях с высоким напором, использующих энергию горных рек широко применяются гидротурбины радиально-осевого типа. Как правило, из-за высокой концентрации взвешенных наносов в горных реках, ресурс гидротурбин данного типа определяется в основном фактором эрозионного износа. Как при новом строительстве, так и при проведении реконструкций и модернизаций таких ГЭС с установкой нового оборудования, важно учесть опыт предыдущей эксплуатации подобных энергообъектов. В работе применяется метод численного моделирования двухфазного течения в высоконапорной радиально-осевой гидротурбине малой быстроходности для оценки плотности эрозионного износа лопастей рабочего колеса по модели Табакова-Гранта на разных режимах работы с разным расходом наносов в потоке. Показано, что величина эрозионного износа в основном связана с величинами местных скоростей потока, наиболее повреждаемыми областями является входная и выходная кромки лопасти, а также сторона давления лопасти. Подтверждено, что величина плотности эрозионного износа имеет прямую линейную зависимость от величины расхода наносов, поступающих в проточную часть гидротурбины. Определено, что в данных условиях применение нержавеющей стали вместо обычной углеродистой может не сказаться гарантированно в лучшую сторону на времени между капитальными ремонтами и, как следствие, объеме выработки электроэнергии ГЭС.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, лопасть, эрозия, износ, численное моделирование, вычислительная гидродинамика, двухфазное течение, ANSYS CFX, Numeca Autogrid5.

Ссылка при цитировании:

Пак В.В., Новкунский А.А. Численное моделирование эрозионного износа лопастей рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Материаловедение. Энергетика. 2020. Т. 26, № 2. С. 128–139. DOI: 10.18721/JEST.26210

Эта статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

V.V. Pak, A.A. Novkunskiy

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

NUMERICAL SIMULATION OF EROSION WEAR OF THE FRANCIS TURBINE RUNNER BLADES

Francis turbines are a common solution for high head hydraulic power plants using mountain rivers energy. Due to a high concentration of sediments in such rivers, a lifetime of hydraulic turbines of this type is determined mainly by erosion wear factor. Considering previous operation experience of power plants of this type is important in new construction or

reconstruction, modernization of hydraulic power plants and installation of new equipment. The article presents the numerical simulation analysis of a two-phase flow in a high head Francis turbine operating at a low specific speed to evaluate erosion wear of runner blades using Tabakoff-Grant model at various operating modes and sediment mass flow rates. We show that the value of erosion wear is mainly associated with the values of local flow rates, the most damaged areas are the leading and trailing edges of the blade, as well as the pressure side of the blade. The results confirm the linear dependence of Francis turbine runner blade erosion on the amount of sediments. We determined that the new hydraulic equipment made of stainless steel instead of regular carbon cast steel may not sufficiently increase intervals between overhauls.

Keywords: hydraulic turbine, hydraulic turbine runner, blade, erosion, wear, numerical modeling, computational fluid dynamics, two-phase flow, ANSYS CFX, Numeca Autogrid5.

Citation:

V.V. Pak, A.A. Novkunskiy, Numerical simulation of erosion wear of the Francis turbine runner blades, *Materials Science. Power Engineering*, 26 (02) (2020) 128–139, DOI: 10.18721/JEST.26210

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение. Несмотря на масштабные программы модернизации, проводимые в настоящее время в отечественной гидроэнергетике, в Российской Федерации все еще эксплуатируется большое количество гидросилового оборудования ГЭС, которое уже достигло или существенно превысило свой нормативный срок службы. Спроектированное и изготовленное 40–60 лет назад оборудование, хоть и имеет, как правило, значительные запасы прочности, что позволяет эксплуатировать его и по сегодняшний день, однако накопленный опыт эксплуатации показывает, что гарантировать безаварийную работу такого технологически сложного оборудования только за счет избыточной металлоемкости его ресурсопределяющих узлов на длительном промежутке времени не представляется возможным.

В частности, остро вопрос интенсивного истощения ресурса основного гидросилового оборудования стоит на одной из ГЭС, расположенной на Северном Кавказе. Станция находится в высокогорном районе, была введена в эксплуатацию в середине прошлого столетия и является ярким примером энергообъекта с тяжелым режимом работы гидросилового оборудования, обусловленным гидроабразивным износом лопастной системы рабочих колес и остальной проточной части гидротурбин из-за высокой концентрации наносов в реке. Другими словами, на данной ГЭС ресурс каждого гидроагрегата определяется в первую очередь эрозионным износом рабочих органов проточной части турбины (рис. 1), а не явлениями усталостного разрушения, что чаще всего рассматривается в работах, посвященных ресурсу гидросилового оборудования [1–4]. Это подчеркивает важность учета данного явления при комплексной оценке ресурса основного гидросилового оборудования, а также актуальность вопроса как для старых, так и для новых гидротурбин, предусматриваемых к установке в рамках проводимой комплексной реконструкции объекта.

На ГЭС установлены 3 высоконапорных радиально-осевых гидротурбины малой быстроходности. В отчетной технической документации по станции уже спустя 5 лет после ввода гидроагрегатов в эксплуатацию отмечалось, что вследствие значительного износа из-за наличия в воде твердых взвешенных наносов все три радиально-осевых гидротурбины приходится подвергать ежегодному капитальному ремонту, во время которого восстанавливаются все детали проточной части гидроагрегата. Причем износ основных узлов столь значителен, что снижение КПД гидроагрегата оценивается на величину вплоть до 15%. С тех пор общая картина на ГЭС только ухудшилась, а уменьшение КПД гидроагрегатов и их ежегодный простой в связи с ремонтом (до 30% от календарного года) значительно снижают объемы выработки электроэнергии.

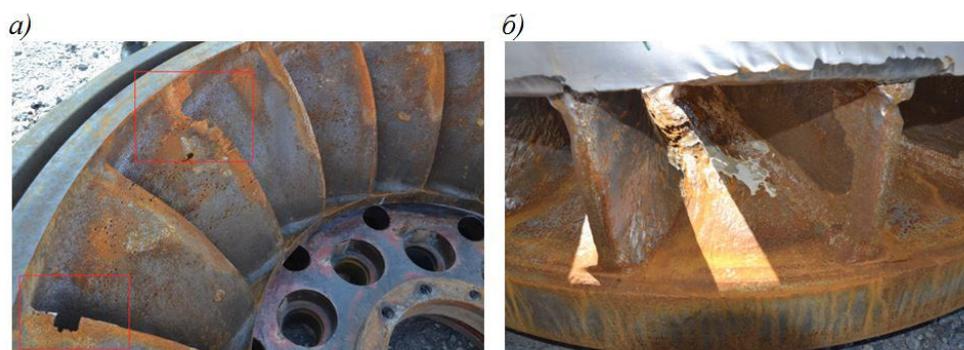


Рис. 1. Техническое состояние лопастной системы рабочих колес гидротурбины во время капитального ремонта после прохождения паводкового периода:
 а) вид на сторону разрежения лопастей; б) вид на входные кромки лопастей

Fig. 1. Technical condition of the Francis turbine runner blades obtained during major overhaul after freshet period: a) view of the suction side of the blades; б) view of the leading edges of the blades

Для принятия корректных мер в ходе реконструкции станции необходимо учесть многолетний опыт ее эксплуатации. Настоящая работа посвящена расчетному исследованию рабочего процесса в указанной гидротурбине, определению областей лопасти рабочего колеса, наиболее подверженных эрозионному износу, основным факторов, влияющих на величину эрозионного износа, в т. ч. режимных, а также целесообразности применения нержавеющей стали вместо обычной углеродистой для рабочих элементов проточной части при установке нового оборудования в ходе реконструкции ГЭС.

Общее состояние вопроса

Гидроабразивный износ элементов гидротурбин является комплексным вопросом. Как правило, усиленный износ элементов гидротурбин объясняется значительными скоростями, с которыми поток обтекает эти детали, причем существенно важны местные скорости, имеющиеся в турбулентном потоке проточной части вообще и у плохо обтекаемых мест в особенности [5]. Кроме величин скоростей, на интенсивность износа также должны влиять концентрация взвешенных частиц, их крупность, твердость и форма, качество материала (в особенности поверхностного слоя) рабочих органов гидротурбины, контактирующих с потоком, режимы работы гидротурбины.

Ввиду вышесказанного аналитическое моделирование гидроабразивного износа представляет собой сложную задачу и на данный момент выражается эмпирическими формулами, основанными на модельных и/или натуральных наблюдениях и исследованиях. Большинство экспертов, а также стандарт организации¹ предлагают (регламентируют) оценивать гидроабразивный износ как потерю массы металла узлом оборудования за единицу времени на единицу площади изнашиваемой поверхности, поскольку это наиболее просто проследить в условиях эксплуатации. Все известные модели, которые основываются на различных экспериментальных исследованиях, предлагают следующее соотношение:

$$E \propto v^n,$$

где E – характеристика гидроабразивного износа; v – скорость потока; n – эмпирический коэффициент.

¹ СТО 17330282.27.140.001-2006 Гидроэлектростанции. Методики оценки технического состояния основного оборудования

В 2013 году в стандарте МЭК², на данный момент еще не принятом в Российской Федерации, на основе обзора литературы была предложена иная аналитическая модель оценки абразивного износа узлов гидротурбин:

$$E = W^n \cdot P \cdot K_{mt} \frac{K_{fl}}{D^p},$$

где W – характерная скорость потока; E – глубина вырываемого слоя вследствие воздействия гидроабразивной эрозии; D – диаметр рабочего колеса; K_{fl} – эмпирический коэффициент, характеризующий взаимодействие частиц с потоком, обтекающим поверхность, который может быть получен на основе натуральных измерений; K_{mt} – коэффициент, характеризующий взаимодействие взвешенных частиц с материалом обтекаемого узла, причем для нержавеющей стали 13Cr4Ni $K_{mt} = 1$, для углеродистой стали $K_{mt} = 2$; P – нагрузка от взвешенных частиц, полученная узлом оборудования за время t , определяемая как:

$$P = \int_0^t CK_{HD}K_{SZ}K_{SH} dt,$$

где C – концентрация взвешенных частиц (мутность воды); K_{HD} – коэффициент, устанавливающий связь между способностью истирания и твердостью абразивной частицы; K_{SZ} – средний диаметр абразивной частицы; K_{SH} – коэффициент, характеризующий связь между истирающей способностью частицы и ее формой.

Характерная скорость потока W на входе в рабочее колесо определяется как:

$$W_{in} = 0,55 \cdot (2gH)^{0,5},$$

на выходе:

$$W_{out} = (0,25 + 0,003n_s) \cdot (2gH)^{0,5},$$

где n_s – коэффициент быстроходности рабочего колеса.

Можно отметить, что согласно предлагаемой зависимости, износ на выходе из рабочего колеса будет больше износа на входе тогда, когда коэффициент быстроходности $n_s > 100$. Между тем, авторами [6] отмечается, что результаты расчетов по приведенной формуле говорят о намного большей интенсивности износа в области входной кромки рабочего колеса РО гидротурбины. Поэтому авторами [6] переработана данная формула, где вместо характерной скорости потока W используется относительная скорость v_r :

$$E = Cv_r K_{HD} K_{SZ} K_{SH} t.$$

Помимо этого, предложенная зависимость требует предварительного продолжительного наблюдения и оценки состояния натурального объекта.

Численные методы расчета уже давно применяются для исследования течения жидкости в гидротурбинах, в частности, с целью получения их энергетических характеристик. Однако, с их помощью можно также проводить исследования такого комплексного явления, как гидроабразивная эрозия [7, 8]. При проведении численного анализа явления гидроабразивной эрозии различных конструкций в ПК ANSYS CFX используется несколько подходов, в том числе полуэмпирическая модель Табакова-Гранта, которая помимо прочего учитывает, что гидроабразивная эрозия проявляется по-разному при малых и больших углах атаки поверхности частицами

² IEC 62364:2013-06 Hydraulic machines – Guide for dealing with hydro-abrasive erosion in Kaplan, Francis and Pelton turbines

наносов, а также при их комбинации и не учитывает размер частиц [9]. По данным ряда авторов [10], в результате сопоставления с экспериментальными значениями, данная модель показывает наилучшую сходимость результатов расчета и эксперимента по сравнению с другими известными моделями. В ПК ANSYS CFX указанная модель представлена в виде соотношения:

$$\varepsilon = f(\gamma) \cdot \left(\frac{v_p}{v_1} \right)^2 \cos^2 \gamma (1 - R_T^2) + f(v_{PN}),$$

где ε – суммарное эрозионное повреждение на единицу массы ударных частиц; $f(\gamma)$ – эмпирическая функция части эрозионного повреждения, определяемого ударом частиц о поверхность под малым углом:

$$f(\gamma) = \left(1 + k_2 k_{12} \sin \left(\gamma \frac{\pi/2}{\gamma_0} \right) \right)^2,$$

$f(v_{PN})$ – эмпирическая функция части эрозионного повреждения, определяемого ударом частиц о поверхность по нормали:

$$f(v_{PN}) = \left(\frac{v_p \sin \gamma}{v_2} \right)^4,$$

R_T – коэффициент реституции (отношение начальной скорости частицы до удара к скорости частицы после удара), $R_T = 0 \dots 1$:

$$R_T = 1 - \frac{v_p}{v_3} \sin \gamma,$$

γ – фактический относительный угол между траекторией движения частицы и исследуемой поверхностью; v_p – скорость удара частицы о поверхность.

Плотность эрозионного износа E – характеристика износа в кг/(м² • с) рассчитывается как:

$$E = \varepsilon \cdot \dot{N} \cdot m_p,$$

где \dot{N} – средняя концентрация частиц; m_p – средняя масса частиц.

Все эмпирические коэффициенты данной модели определяются в ходе специальных испытаний.

Методика расчетного исследования

Для анализа эрозионного износа лопастной системы рабочего колеса применялся численный метод. Моделирование двухфазного течения проводилось в ПК ANSYS CFX по методу Лагранжа [11] на нескольких установившихся режимах работы в стационарной постановке с использованием уравнений Рейнольдса, осредненных по Навье-Стоксу (RANS) и применением SST модели турбулентности.

В расчетную модель была включена вся область проточной части турбины, начиная от входа в спиральную камеру (рис. 2), а именно: спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасывающая труба, геометрии которых были предварительно построены в CAD пакетах по исходной конструкторской документации. При этом предполагается, что течение перед входом в спиральную камеру полностью сформировано и однородно (так, для рассматриваемого гидро-

агрегата расстояние от выхода из колена напорного водовода до входного сечения спиральной камеры $L > 5D_1$). Для ускорения расчетов использовалось условие периодичности для направляющего аппарата и рабочего колеса. Межлопастной канал рабочего колеса моделировался с галтельными переходами между нижним ободом, лопастью и ступицей, галтельные переходы лопатки направляющего аппарата и колонн статора не моделировались.

Учитывая сложную геометрию спиральной камеры турбины, для нее была построена неструктурированная сеточная модель в автоматическом режиме на основе тетраэдров в ядре потока и призматических слоев около стенок в ПО ANSYS Meshing. Структурированная сеточная модель межлопаточного канала направляющего аппарата на основе гексаэдров была построена в ПО Numeca Autogrid5. Неструктурированная сеточная модель межлопаточного канала рабочего колеса на основе тетраэдров и призматических слоев около стенок и структурированная сеточная модель отсасывающей трубы на основе гексаэдров были построены в ПО ICEM CFD. Сеточная модель содержала 2 млн. узлов в спиральной камере, около 515 тыс. узлов в межлопаточном канале направляющего аппарата, 500 тыс. узлов в межлопаточном канале рабочего колеса и 1,4 млн. узлов в отсасывающей трубе. Поскольку вычисления проводятся на нескольких режимах работы гидротурбины, было построено несколько структурированных сеточных моделей межлопаточного канала направляющего аппарата с соответствующими его открытиями.

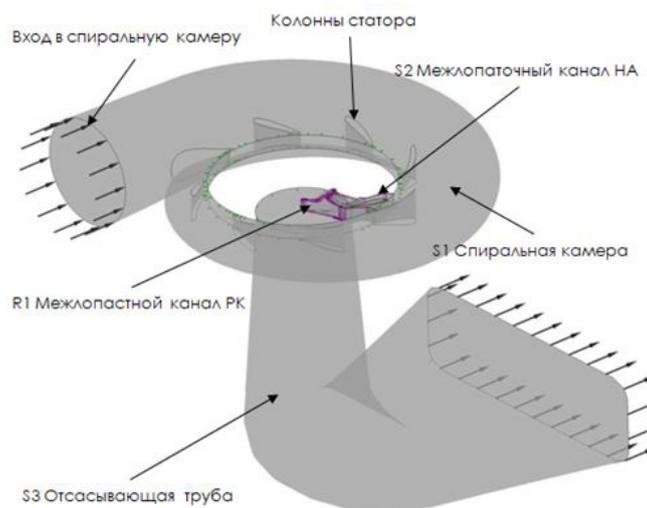


Рис. 2. Расчетная модель

Fig. 2. Computational model

Расчеты проводились на нескольких режимах работы: частичной нагрузки с открытием направляющего аппарата $\alpha = 0,28\alpha_{\max}$, расчетного режима $\alpha = 0,74\alpha_{\max}$ и высокой нагрузки $\alpha = 0,92\alpha_{\max}$ со значениями расхода наносов R на входе в проточную часть гидротурбины в диапазоне $R = 10 \dots 100$ кг/с.

В качестве эмпирических коэффициентов, используемых в модели Табакова-Гранта были приняты коэффициенты, полученные при взаимодействии кварц-сталь [8]. Дополнительно для оценки целесообразности применения коррозионно-стойкой (нержавеющей) стали при изготовлении рабочих элементов нового оборудования для последующей реконструкции ГЭС, был проведен расчет с использованием наиболее подходящих и известных коэффициентов для случая кварц-нержавеющая сталь 13Cr4Ni (широко используемая в гидротурбостроении) с сохранением основных параметров и геометрии проточной части.

Ввиду отсутствия у авторов работы актуальных сведений по гранулометрическому составу и расходу взвешенных наносов, были использованы данные, находящиеся в открытых источниках, соответствующие периоду прохождения паводка (май-июнь) [12, 13].

Расчеты проводились с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (www.scc.spbstu.ru).

Результаты расчетов

Результаты расчетов, представленные на рис. 3, показывают хорошую качественную сходимость с областями натуральных повреждений, представленных на рис. 1 и свидетельствуют о том, что практически во всем диапазоне режимов работы гидротурбины максимальные значения плотности эрозионного износа E наблюдаются на поверхности входной кромки лопасти, а также по всей длине выходной кромки на стороне давления лопасти. Данный факт объясняется тем, что именно в этих зонах наблюдаются наибольшие значения местных скоростей потока: так, величина скорости потока, составляющая 13 м/с на входе в направляющий аппарат, возрастает до 42 м/с при выходе из него на режиме высокой нагрузки, что является весьма высоким показателем даже среди гидротурбин с похожей конфигурацией проточной части.

При увеличении мощности одновременно с ростом самих величин плотности эрозионного износа, площадь его воздействия постепенно смещается по поверхности давления от входной до выходной кромки лопасти.

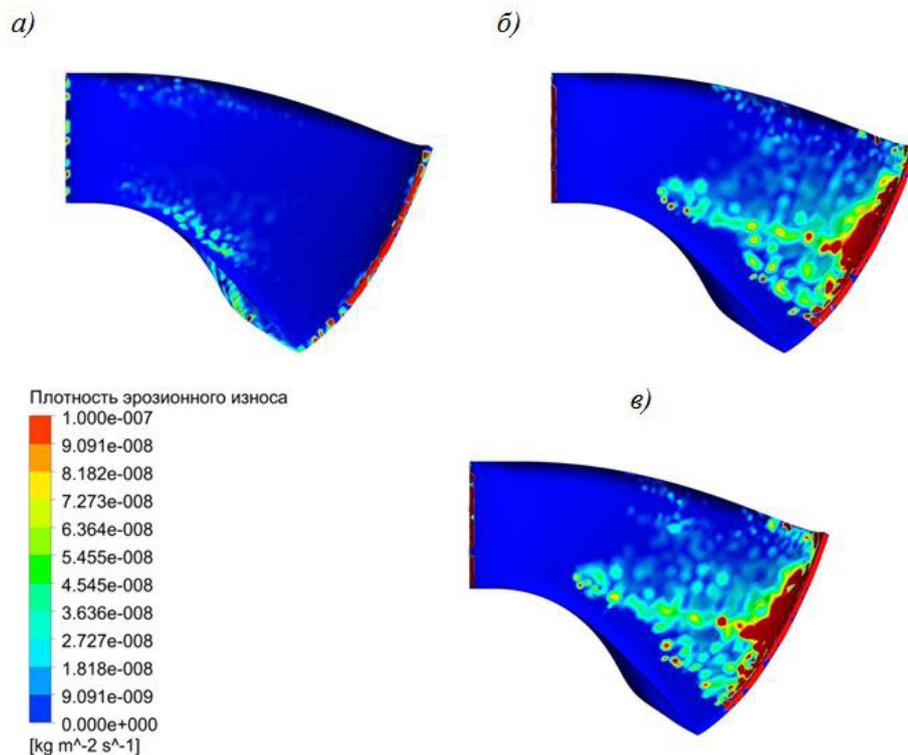


Рис. 3. Полученные в результате расчетов в стационарной постановке картины распределения плотности эрозионного износа лопасти рабочего колеса (сторона давления) при одинаковых расходе наносов R , гранулометрическом составе, напоре H и разных открытиях направляющего аппарата: а) $\alpha = 0,28\alpha_{\max}$; б) $\alpha = 0,74\alpha_{\max}$; в) $\alpha = 0,92\alpha_{\max}$

Fig. 3. Obtained erosion wear density distributions of the blade pressure side as a result of the steady-state analysis with the constant sediment flow rate R , particle-size composition, head H and different guide vane openings: а) $\alpha = 0,28\alpha_{\max}$; б) $\alpha = 0,74\alpha_{\max}$; в) $\alpha = 0,92\alpha_{\max}$

Эрозионный износ наблюдается также и на стороне разрежения лопасти на режимах частичной нагрузки. Это напрямую связано с перераспределением векторного поля скоростей вследствие малого открытия направляющего аппарата, плохого обтекания лопастной решетки рабочего колеса и возникновения областей возвратных течений (рис. 4).

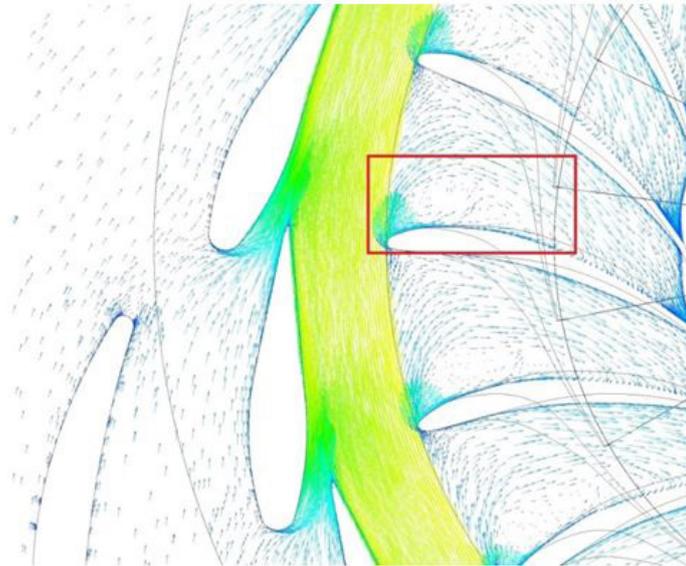


Рис. 4. Поле векторов скорости, полученное в результате расчета в стационарной постановке при $\alpha = 0,28\alpha_{\max}$
 Fig. 4. The velocity vectors field obtained as a result of the steady-state analysis at $\alpha = 0,28\alpha_{\max}$

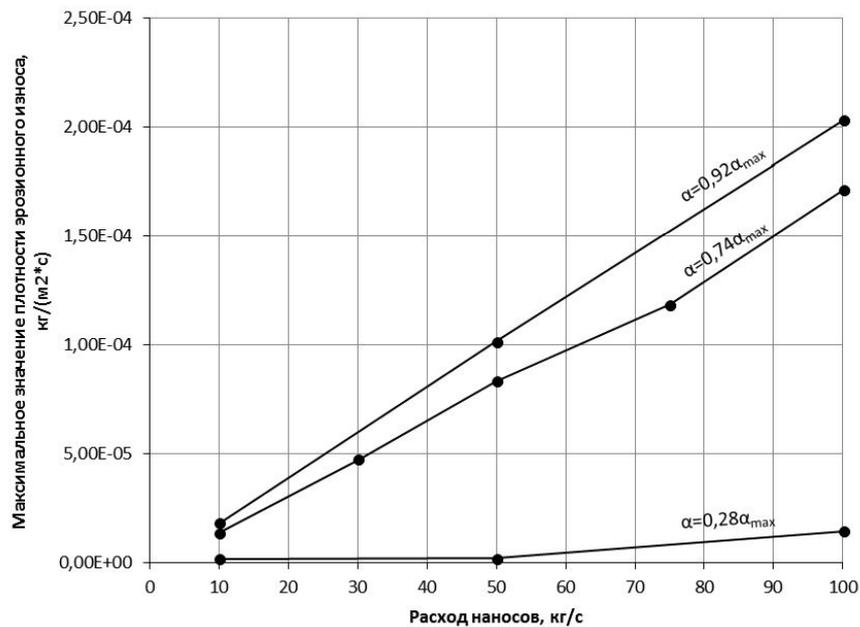


Рис. 5. Полученная в результате расчетов зависимость максимальных значений плотности эрозионного износа поверхности лопасти от расхода наносов на входе в гидротурбину при постоянном напоре H и разных открытиях направляющего аппарата α
 Fig. 5. The obtained maximum values of erosion wear density of the blade pressure side vs sediment flow rate with a constant head H and different guide vane openings α

Анализ полученных данных (см. рис. 5) позволяет утверждать, что величина плотности эрозионного износа E имеет линейную зависимость от величины расхода наносов на входе в спиральную камеру. Помимо этого, с увеличением открытия направляющего аппарата (увеличение расхода воды через гидротурбину) при постоянных напоре H и расходе наносов R соответственно увеличивается плотность эрозионного износа E , сохраняя при этом линейную зависимость (изменяется только угол наклона графика). Данный факт подтверждает тезис о том, что наибольшее влияние на эрозионный износ оказывают величины местных скоростей потока.

Все вышеприведенные выводы также подтверждаются рядом работ других авторов [14, 15], что позволяет обобщить полученные закономерности (в частности, линейную зависимость плотности эрозионного износа от расхода наносов) и использовать их для любых конфигураций и параметров рабочих колес.

Сравнение картин распределения плотности эрозионного износа по поверхности лопасти из обычной углеродистой (*a*) и нержавеющей сталей (*б*), полученных в результате расчетов на одном режиме работы с одинаковыми рабочими параметрами и гранулометрическим составом, представлены на рис. 6.

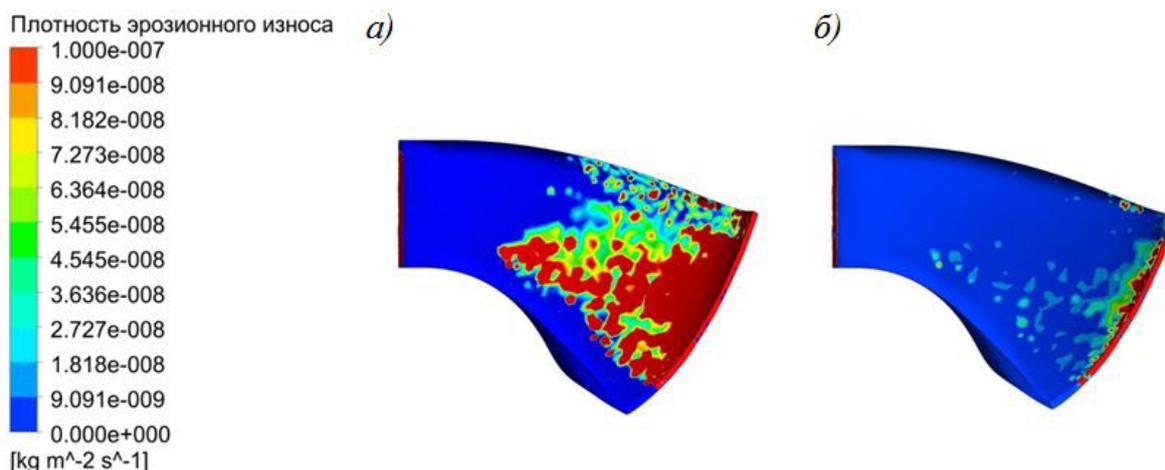


Рис. 6. Сравнение картины распределения плотности эрозионного износа (сторона давления лопасти):
a) обыкновенная углеродистая сталь; *б*) нержавеющая сталь

Fig. 6. Comparison of the erosion wear density distributions (pressure side of the blade):
a) regular carbon steel; *б*) stainless steel

Из рис. 6 видно, что, несмотря на закономерное общее снижение площади, подверженной эрозионному износу, в области выходной кромки лопасти из нержавеющей стали все еще сохраняются большие значения плотности эрозионного износа E , которые не позволяют увеличить межремонтный период. Данный факт, учитывая более высокую стоимость и ограниченность свариваемости нержавеющей стали и, как следствие, сложность процесса восстановления элементов проточной части в условиях станции, говорит о неочевидности преимуществ применения кавитационно-стойкой (нержавеющей) стали при изготовлении рабочих органов новой гидротурбины.

Выводы

Результаты проведенного исследования показывают хорошую качественную сходимость картины эрозионного износа лопастной системы рабочего колеса, полученной в результате численного исследования (рис. 3) и натурной – из опыта эксплуатации (рис. 1). Определено, что для рабочих колес малой быстроходности эрозионному износу наиболее подвержены входная кромка

лопасти и область выходной кромки в среднем сечении и в районе сопряжения лопасти с нижним ободом.

Наиболее интенсивный эрозионный износ во всем диапазоне режимов работы гидротурбины наблюдается на стороне давления лопасти. На стороне разрежения вынос металла, как правило, максимально проявляется на режимах, значительно отличных от номинального.

Подтверждена линейная зависимость значений плотности эрозионного износа от величины расхода наносов на входе в гидротурбину; определено, что наиболее неблагоприятными режимами с точки зрения гидроабразивной эрозии лопастной системы рабочего колеса являются режимы максимальной мощности.

Определено, что, несмотря на значительное снижение площади, подвергаемой эрозионному износу при использовании в качестве материала лопасти нержавеющей стали вместо обычной углеродистой, высокие значения плотности эрозионного износа в условиях рассматриваемой ГЭС все еще сохраняются в области выходной кромки лопасти рабочего колеса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Васильев Ю.С., Петреня Ю.К., Георгиевская Е.В.** О ресурсах гидротурбин: обзор зарубежной литературы // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 2. С. 184–204.
- [2] **Георгиевская Е.В.** Ресурс гидротурбин – гарантия надежности и безопасности эксплуатации ГЭС. Аналитический обзор литературы. LAP Lambert Academic Publishing. 2018. 157 с.
- [3] **Новкунский А.А.** Информационно-аналитическая система оценки и прогнозирования технического состояния гидросилового оборудования ГЭС // Вестник науки Сибири. 2015. № 15. С. 87–91.
- [4] **Пак В.В., Новкунский А.А.** Разработка средств анализа и прогнозирования технического состояния оборудования ГЭС // сборник материалов Второй Всероссийской научно-практической конференции Гидроэлектростанции в XXI веке / под ред. С.А. Подлесного, В.Б. Затеева. Черемушки: Сибирский федеральный университет, Саяно-Шушенский филиал, 2015. С. 22–25.
- [5] **Орахелашвили М.М.** Износостойкость реактивных гидротурбин. М.: Государственное энергетическое издательство, 1960. 112 с.
- [6] **Masoodi J.H., Harmain G.A.** Sediment erosion of Francis turbine runners in the Himalayan region of India // Hydropower and dams. 2017. № 1. P. 82–89.
- [7] **Teran L., Aponte R.D., Munoz-Cubillos J., Roa C.V., Coronado J.J., Ladino J.A., Larrahondo F.J., Rodriguez S.A.** Analysis of economic impact from erosive wear by hard particles in a run-of-the-river hydroelectric plant // Energy. 2016. № 113. P. 1188–1201.
- [8] **Eltvik M., Dahlhaug O.G., Neopane H.P.** Prediction of Sediment Erosion in Francis Turbines // Proceedings of 4-th international meeting on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems. Belgrade. Serbia. October 26-28. 2011. P. 42–47.
- [9] **Tabakoff W.** Erosion study in turbomachinery affected by coal and ash particles: Phase 1 Annual progress report. Department of aerospace engineering and applied mechanics. University of Cincinnati. Ohio. USA. 1978. 89 p.
- [10] **Azimian M., Bart H.J.** CFD simulation and experimental analysis of erosion in a slurry tank test rig // EPJ Web of Conferences. 2013. № 45. 8 p. DOI: 10.1051/epjconf/20134501009
- [11] **Юн А.А.** Теория и практика моделирования турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений. Москва, 2009. 272 с.
- [12] Гидрологический ежегодник: том 3. Бассейны рек Кавказа. Выпуск 1 / под ред. Д.Д. Мордухай-Болтовского. 1950. 192 с.
- [13] **Дульнев В.Б.** Абразивный износ радиально-осевых гидротурбин и методы борьбы с ним. Л.: Типография Всесоюзного научно-исследовательского института гидротехники имени Б.Е. Веденеева, 1962. 64 с.

[14] **Rakibuzzaman Md., Hyoung-Ho K., Suh S.H.** Numerical study of sediment erosion analysis in Francis turbine // Sustainability. 2019. № 11. 18 p. DOI: 10.3390/su11051423

[15] **Kang M.W., Park N., Suh S.H.** Numerical study of sediment erosion of Francis turbine with different operating conditions and sediment inflow rates // Procedia Engineering. 2016. № 157. P. 457–464. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.08.389

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ПАК Владимир Владиславович – аспирант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, без степени.
E-mail: synyster826190@gmail.com

НОВКУНСКИЙ Алексей Александрович – доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.
E-mail: 9110957043@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.04.2020

REFERENCES

[1] **Yu.S. Vasilyev, Yu.K. Petrenya, E.V. Georgiyevskaya**, O resursakh gidroturbin: obzor zarubezhnoy literatury [On hydraulic turbines lifetime: Foreign literature review], St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology. 2 (23) (2017) 184–204.

[2] **E.V. Georgiyevskaya**, Resurs gidroturbin – garantiya nadezhnosti i bezopasnosti ekspluatatsii GES. Analiticheskiy obzor literatury [Hydraulic turbines lifetime – an assurance of reliability and safety of hydraulic power plant operation. Analytical literature review], LAP Lambert Academic Publishing, 2018.

[3] **A.A. Novkunskiy**, Informatsionno-analiticheskaya sistema otsenki i prognozirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya gidrosilovogo oborudovaniya GES [Information-analytical system for assessing and prediction of hydraulic power plant main equipment technical condition], Vestnik nauki Sibiri. 15 (2015) 87–91.

[4] **V.V. Pak, A.A. Novkunskiy**, Razrabotka sredstv analiza i prognozirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya oborudovaniya GES [Development of analysis and forecasting tools for technical condition of hydraulic power plant equipment], sbornik materialov Vtoroy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii Gidroelektrostantsii v XXI veke, (2015) 22–25.

[5] **M.M. Orakhelashvili**, Iznosostoykost reaktivnykh gidroturbin. [Wear resistance of reactive turbines], Gosudarstvennoye energeticheskoye izdatelstvo, Moscow, 1960.

[6] **J.H. Masoodi, G.A. Harmain**, Sediment erosion of Francis turbine runners in the Himalayan region of India, Hydropower and dams, 1 (2017) 82–89.

[7] **L. Teran, R.D. Aponte, J. Munoz-Cubillos, C.V. Roa, J.J. Coronado, J.A. Ladino, F.J. Larrahondo, S.A. Rodriguez**, Analysis of economic impact from erosive wear by hard particles in a run-of-the-river hydroelectric plant, Energy, 113 (2016) 1188–1201. DOI: 10.1016/j.energy.2016.07.072

[8] **M. Eltvik, O.G. Dahlhaug, H.P. Neopane**, Prediction of Sediment Erosion in Francis Turbines, Proceedings of 4-th international meeting on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems, October 26–28, 2011, Belgrade, Serbia.

[9] **W. Tabakoff**, Erosion study in turbomachinery affected by coal and ash particles: Phase 1 Annual progress report, University of Cincinnati, Ohio, USA, 1978.

[10] **M. Azimian, H.J. Bart**, CFD simulation and experimental analysis of erosion in a slurry tank test rig, EPJ Web of Conferences, 45 (2013) DOI: 10.1051/epjconf/20134501009

[11] **A.A. Yun**, Teoriya i praktika modelirovaniya turbulentnykh techeniy s teploobmenom, smesheniyem, khimicheskimi reaktsiyami i dvukhfaznykh techeniy. [Theory and practice of modelling of turbulent flows with heat transfer, mixing, chemical reactions and two-phase flows], Moskva, Moscow, 2009.

[12] *Gidrologicheskiy yezhegodnik: tom 3. Basseyny rek Kavkaza. Vypusk 1* [Hydrological yearbook: river basins of the Caucasus], 1950.

[13] **V.B. Dulnev**, *Abrazivnyy iznos radialno-osevykh gidroturbin i metody borby s nim* [Abrasive wear of Francis turbines and methods to deal with it], Tipografiya Vsesoyuznogo nauchno-issledovatel'skogo instituta gidrotekhniki imeni B. E. Vedeneyeva, Leningrad, 1962.

[14] **Md. Rakibuzzaman, K. Hyoung-Ho, S.H. Suh**, Numerical study of sediment erosion analysis in Francis turbine, *Sustainability*, 11 (2019). DOI: 10.3390/su11051423

[15] **M.W. Kang, N. Park, S.H. Suh**, Numerical study of sediment erosion of Francis turbine with different operating conditions and sediment inflow rates, *Procedia Engineering*, 157 (2016) 457-464. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.08.389

THE AUTHORS

PAK Vladimir V. — *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*.
E-mail: synyster826190@gmail.com

NOVKUNSKIY Aleksey A. — *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*.
E-mail: 9110957043@mail.ru

Received: 24.04.2020