

А. В. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, А. В. ЛИННИК, П. Н. СУХОРЕБРЫЙ, Д. Ю. КОСЬЯНОВ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИНЫ ПЛ20 КРЕМЕНЧУГСКОЙ ГЭС

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части осевой поворотной лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применена двухпараметрическая модель турбулентности Ментера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Дан анализ структуры потока, осредненных параметров и потерь энергии во всех элементах проточной части гидротурбины при максимальном угле установки лопасти рабочего колеса $\varphi = 35^\circ$.

Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, проточная часть, осевая гидротурбина, потери энергии, программный комплекс.

Введение. В статье представлены результаты дальнейших расчетных исследований пространственного вязкого течения жидкости в элементах проточной части (ПЧ) осевой поворотной лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. В работе [1] рассмотрена структура течения при оптимальном угле установки лопасти рабочего колеса (РК) $\varphi = 15^\circ$, а в данной статье – при максимальном угле $\varphi = 35^\circ$.

Расчеты проведены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, разработанного в ИПМаш НАН Украины.

1. Объект исследования. В гидротурбине Кременчугской ГЭС применена спиральная камера (СК) с трапециевидными меридиональными сечениями развитыми вниз и углом охвата в плане

$\varphi_{сп} = 180^\circ$. Решетка статора имеет 17 колонн, включая зуб спирали. В спиральной части камеры применяется форма профиля колонны небольшой положительной кривизны, а в открытой части камеры – установлены еще четыре различные формы колонн. Расчетные исследования течения жидкости в спиральной камере проводились совместно с решеткой статора.

Радиальный направляющий аппарат (НА) состоит из 32 симметричных лопаток УП-32-2 высотой $b_0 = 0,4D_1$, с диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$. Рабочее колесо (РК) ПЛ 20/3271у-В имеет диаметр втулки $d_{вт} = 0,37D_1$ и число лопастей $z_1 = 4$. Отсасывающая труба выполнена с коленом типа 4А и габаритными размерами: $h = 1,915D_1$ (высота), $l = 4,1D_1$ (длина). Вид элементов проточной части представлен на рис. 1.

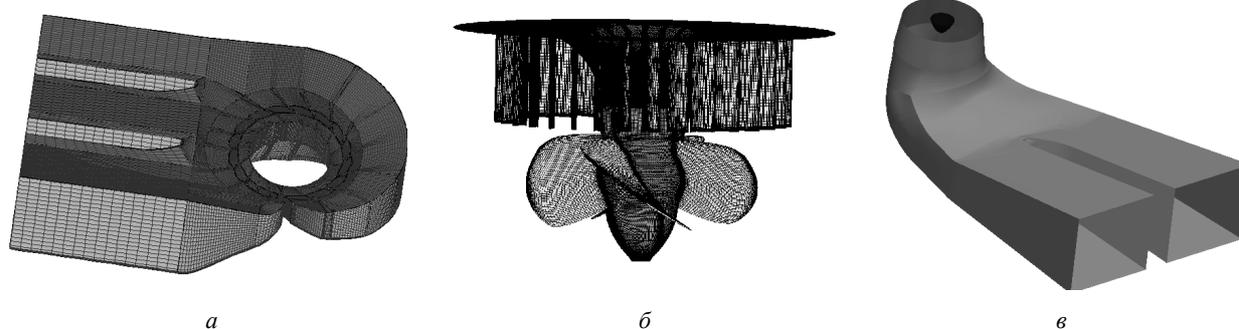


Рис. 1 – Исследуемая проточная часть гидротурбины:
а – спиральная камера и решетка статора; б – решетки НА и РК; в – отсасывающая труба

2. Математическая модель. Условия выполнения расчетов. Исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, позволяющего моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель *SST* Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Подробное

описание математической модели и численного метода представлено в работах [2, 3], а результаты апробации программы для ПЛ гидротурбин – в [4].

Дискретизация исследуемой проточной части выполнена с помощью неструктурированной сетки с шестигранными ячейками с общим числом ячеек 4,418 млн: спиральная камера с решеткой статора – 2,840 млн, один межлопаточный канал в решетке НА – 456 тыс., один межлопастной канал в решетке РК – 622 тыс., отсасывающая труба – 500 тыс.

Условия, задаваемые на границах расчетной области:

на входе в спиральную камеру – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;

на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);

на выходе – статическое давление $P_{ст} = 100$ кПа.

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м и напоре $H = 1$ м при максимальном значении угла установки лопасти РК $\varphi_{л} = 35^\circ$ для пяти положений открытия НА (α_0) и соответствующих им значениях приведенного расхода и частоты вращения, определенных по универсальной характеристике ПЛ 20/3271у-В-46 (табл. 1).

Таблица 1 – Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы				
	1	2	3	4	5
a_0 , мм	70,65	73,91	76,09	78,26	81,52
Q_1' , л/с	1980	2131	2240	2364	2560
n_1 , мин ⁻¹	120,8	131,9	140,0	149,3	164,0
КПД, %	83,0	82,7	81,8	80,5	76,8

3. Результаты расчетного исследования течения жидкости в проточной части. Расчетное исследование течения в спиральной камере проводилось совместно с решеткой статора, состоящей из 17 колонн статора, для 5 расчетных режимов. Была использована та же расчетная сетка, что и при исследованиях в работе [1]. Анализ полученных результатов при разных расходах показал, что структура течения в характерных сечениях СК не зависит от режима, а значения абсолютной скорости V и ее составляющих: окружной V_u , радиальной V_r и осевой V_z пропорциональны расходу.

Результаты обтекания колонн статора для максимального значения расхода $Q_1' = 2560$ л/с приведены на рис. 2. Как видно из рисунка, более благоприятная картина наблюдается при обтекании девяти колонн, расположенных в спиральной части камеры. Здесь меньше ударные потери, а гидродинамический след за колоннами незначительный. В открытой части камеры, где установлены четыре различных типа колонн, обтекание хуже. Значение скорости потока на спинке профиля резко изменяется, а за колоннами присутствует развитый гидродинамический след, который больше, чем при оптимальном значении расхода $Q_1' = 1117,9$ л/с [1].

Распределение осредненных по высоте канала значений абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока $\alpha_{сп}$ на выходе из спиральной камеры после решетки статора на радиусе $R = 520$ мм при $Q_1' = 2560$ л/с представлены на рис. 3. По углу охвата спирали величина абсолютной скорости практически постоянна, а осевая составляющая близка к нулю.

Окружная и расходная составляющие скорости и угол потока в спиральной части камеры изменяются незначительно, а в открытой части камеры окружная компонента V_u уменьшается, радиальная V_r и угол потока возрастает.

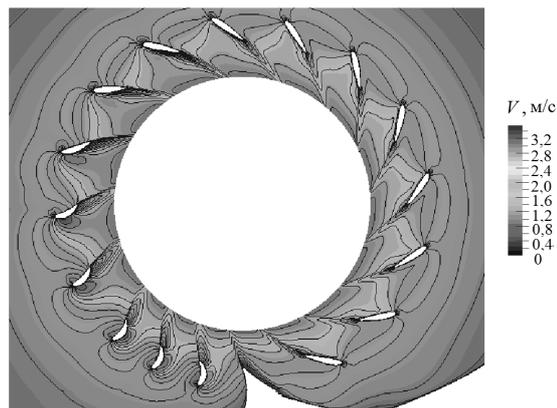


Рис. 2 – Обтекание статорных колонн в среднем по высоте канала сечения при расходе $Q_1' = 2560$ л/с (режим 5)

Осредненный угол потока в спиральной части камеры равен $\alpha_{сп} = 38,9^\circ$, затем он возрастает до 76° .

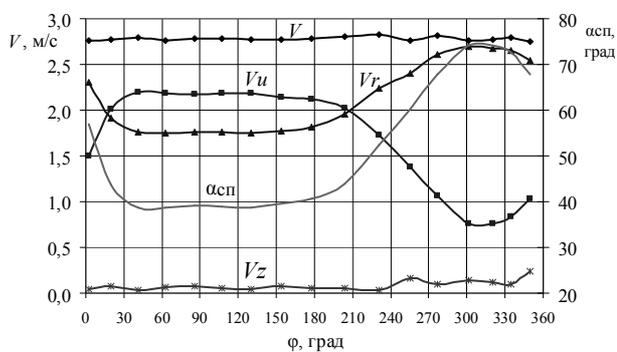


Рис. 3 – Распределение по углу охвата спирали значений скорости, ее составляющих и угла потока за колоннами статора при $Q_1' = 2560$ л/с

Таким образом, структура потока, создаваемая спиральной камерой и статором перед решеткой НА, с увеличением расхода практически не меняется, растут только значения скорости и ее составляющих. Поэтому, при исследовании течения в расчетной области, включающей каналы НА и РК, были приняты такие же значения углов потока на входе в расчетную область, как и при расчетах с углом установки лопасти РК $\varphi = 15^\circ$ [1]. Для диапазона углов охвата спиральной камеры $\varphi_{сп}$ от 0 до 180° угол потока принят $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$, для диапазона 180° – 270° угол $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$ и углах 270° – 360° принят $\alpha_{п1} = 73,3^\circ$.

На рис. 4 представлено распределение скорости в области НА в среднем по высоте канала сечения при различных углах натекания потока для трех расчетных режимов. Наиболее благоприятное обтекание лопаток на всех пяти режимах наблюдается при угле натекания потока $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$, худшее – при $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$, соответствующему углу потока, создаваемому спиральной частью камеры. Т. е., при увеличении открытия НА и расхода, растет угол атаки на 16 лопатках, расположенных в области спиральной части камеры. Это приводит к ухудшению обтекания, появлению отрывов потока на лопатках и повышению потерь энергии в НА.

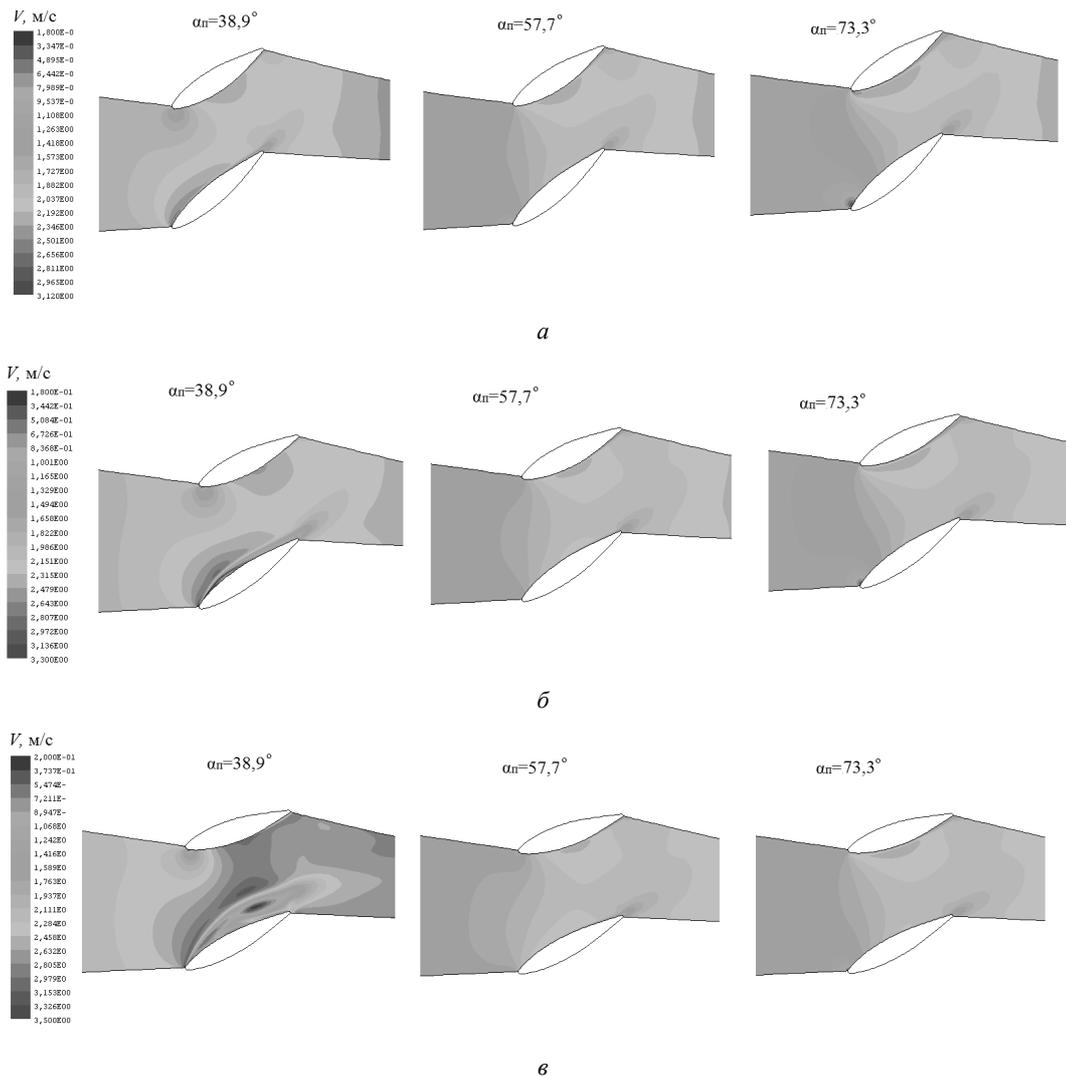


Рис. 4 – Распределение скорости в среднем по высоте канала сечения НА при различных углах натекания потока:
 а – режим 1 ($Q_1^i = 1980$ л/с); б – режим 3 ($Q_1^i = 2240$ л/с); в – режим 5 ($Q_1^i = 2560$ л/с)

На рис. 5 приведены значения входных $\alpha_{\text{лоп1}}$ и выходных $\alpha_{\text{лоп2}}$ углов лопатки, а также углы потока за НА $\alpha_{\text{п2}}$ для разных открытий. Углы потока за решеткой НА меньше выходного угла лопатки на 1–3°.

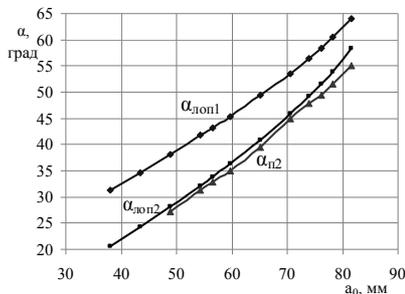


Рис. 5 – Геометрические углы лопатки и угол потока за НА

Распределение абсолютной скорости, ее составляющих и относительного угла потока $\beta_{\text{п1}}$ перед РК для 5 режимов работы при угле потока перед НА $\alpha_{\text{п1}} = 38,9^\circ$, приведено на рис. 6. Эти данные необходимы для определения исходных данных при

проектировании и модернизации лопастной системы РК. Как видно из рисунка, распределение абсолютной скорости V по ширине канала достаточно равномерное при всех режимах работы. Окружная составляющая скорости V_u имеет большие значения у втулки, затем плавно уменьшается к середине лопасти и немного повышается к периферии. С увеличением расхода (режим 4 и 5) неравномерность V_u по размаху лопасти возрастает. Распределение осевой (расходной) составляющей скорости V_z по ширине канала равномерное, ее величина плавно повышается от втулки к периферии, а значения растут с увеличением расхода. Радиальная составляющая скорости V_r определяется в первую очередь меридиональной формой канала и ее значения невелики.

Из распределений углов потока $\beta_{\text{п1}}$ перед РК видно, что на всех рассмотренных режимах работы лопасть обтекается с углами атаки. Часть лопасти, прилегающая ко втулке РК, обтекается с положительными углами атаки, а периферийная – с отрицательными. При повышении расхода часть лопасти, обтекаемой с отрицательными углами атаки, увеличивается.

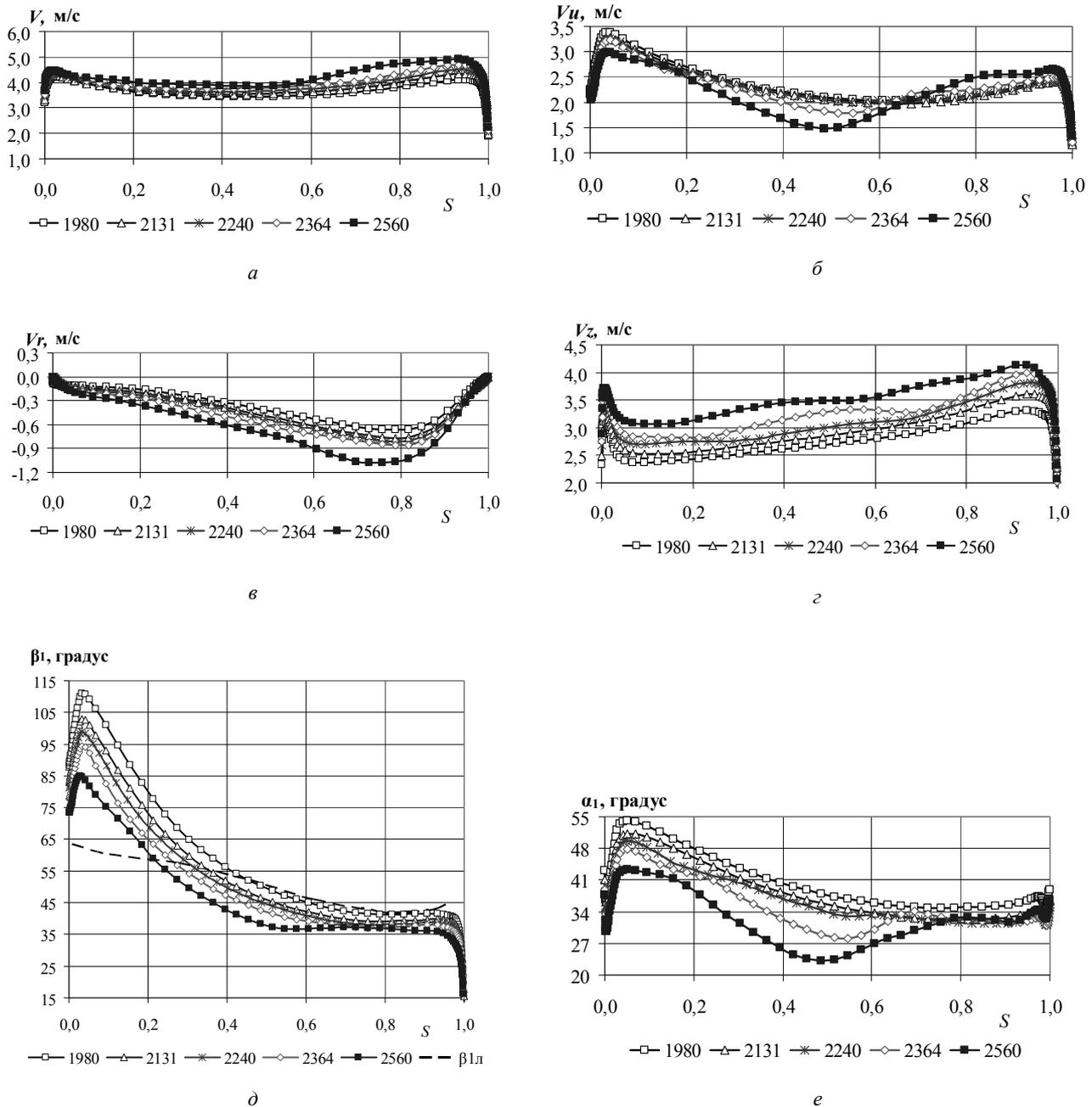


Рис. 6 – Распределение скорости, ее составляющих и углов потока $\alpha_{л1}$ и $\beta_{л1}$ в сечении перед РК:

a – абсолютная скорость; $б$ – окружная скорость; $в$ – радиальная скорость; $г$ – осевая скорость; $д$ – относительный угол потока; $е$ – абсолютный угол потока

Структура потока перед РК при разных углах натекания потока на решетку НА ($\alpha_{н1} = 38,9^\circ; 57,7^\circ; 73,3^\circ$) для пяти открытий, соответствующих углу установки лопасти $\varphi = 15^\circ$ [1] и для трех открытий при $\varphi = 35^\circ$ практически не меняется. И только для двух открытий (режимы 4 и 5) при $\alpha_{н1} = 38,9^\circ$ характер V_u и угла потока α_1 по ширине лопасти перед РК заметно меняется. На рис. 7 приведены распределения окружной скорости V_u и абсолютного угла потока α_1

перед РК при трех различных углах натекания потока на решетку НА для максимального расхода (режим 5). Как видно, распределения характеристик при углах потока $57,7^\circ$ и $73,3^\circ$ почти не отличаются. При угле $\alpha_{н1} = 38,9^\circ$ в связи с большим углом атаки и отрывным обтеканием лопатки НА (рис. 4) распределение существенно изменяется количественно и качественно.

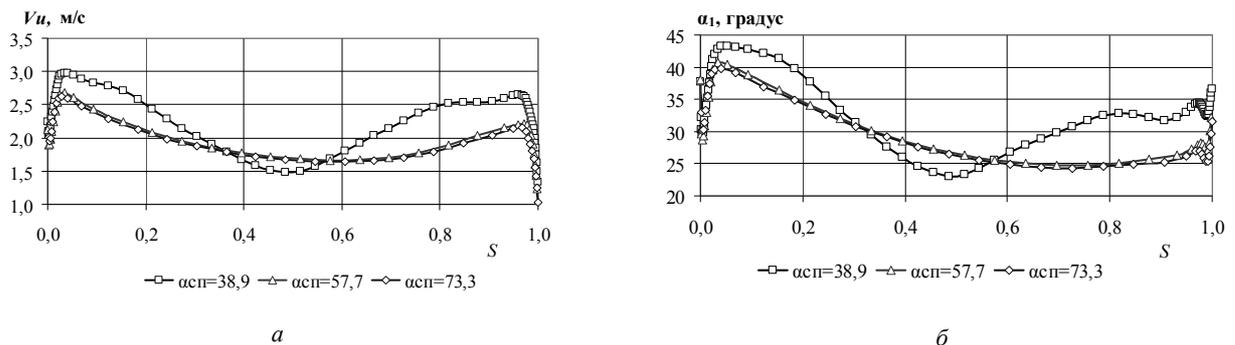


Рис. 7 – Распределение скорости и углов потока перед РК при трех различных углах натекания потока на решетку НА (режим 5):
 а – окружной скорости V_u ; б – абсолютного угла потока α_1

На рис. 8 приведена визуализация течения в канале РК на развертках сеточных поверхностей в тангенциальных сечениях для втулочного участка лопасти (10 % b), середины лопасти (50 % b) и на периферии (90 % b) для режима с расходом $Q_1' = 2560$ л/с. Как видно из приведенных результатов, обтекание корневой части лопасти происходит с большими положительными углами атаки, которые уменьшаются с увеличением расхода. В области

входной кромки на вогнутой стороне профиля присутствует область с меньшими значениями скорости, а на выпуклой стороне скорость потока возрастает. Средняя и периферийная части лопасти обтекаются с небольшими углами атаки на всех исследуемых режимах. За выходной кромкой профиля виден гидродинамический след, который имеет большие размеры на периферии лопасти.

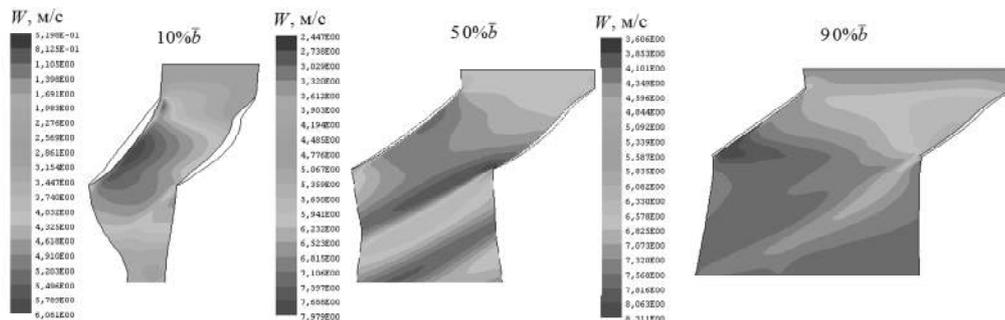


Рис. 8 – Распределение относительной скорости в межлопастном канале РК при $Q_1' = 2560$ л/с

На рис. 9 приведены распределения абсолютной скорости, ее составляющих и углов потока по ширине канала за РК для пяти расчетных режимов. Значение абсолютной скорости плавно повышается от втулки к периферии и растет с увеличением расхода. Окружная составляющая скорости V_u в области втулки имеет небольшое отрицательное значение (отрицательную закрутку) и повышается к периферии до положительных значений в зависимости от расхода. Изменения распределения осевой составляющей скорости V_z по ширине канала аналогично изменению абсолютной скорости, а ее значения пропорциональны расходу. Значения составляющей V_r мало зависят от режима и определяются в первую очередь формой межлопастного канала (очертаниями обтекателя и

камеры РК). Значение угла потока в относительном движении $\beta_{\text{пот}2}$ на выходе из РК на всех режимах выше лопастного угла $\beta_{\text{лоп}2}$ по всей ширине канала.

Течение жидкости в отсасывающей трубе для всех исследуемых режимов характеризуется существенной неравномерностью значений скорости. На рис. 10 приведена визуализация течения для двух режимов работы 1 и 5. В вертикальном диффузоре за обтекателем наблюдается вихревой жгут, который глубоко проникает в колено отсасывающей трубы. В колене и в горизонтальном диффузоре имеются застойные зоны, где скорость потока близка к нулю. Эти зоны меняют свое положение в зависимости от режима работы гидротурбины.

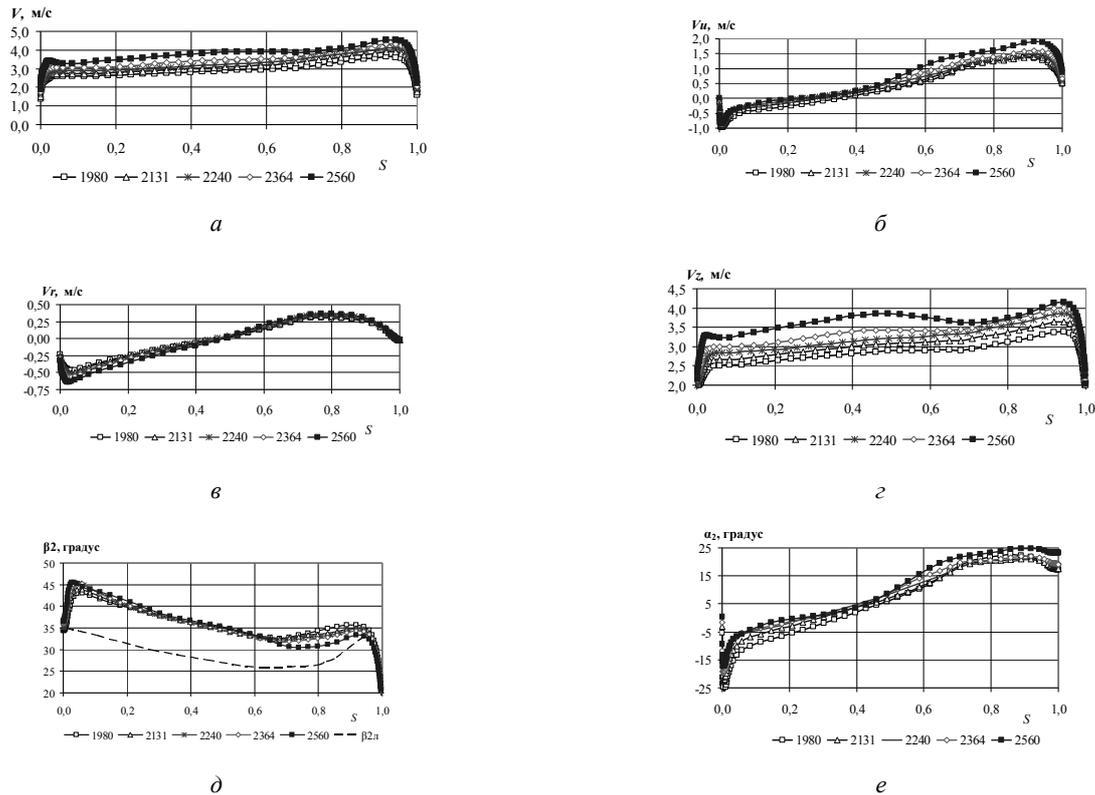


Рис. 9 – Распределение скорости, ее составляющих и углов потока за РК:

a – абсолютная скорость; *б* – окружная скорость; *в* – радиальная скорость; *г* – осевая скорость; *д* – относительный угол потока; *е* – абсолютный угол потока

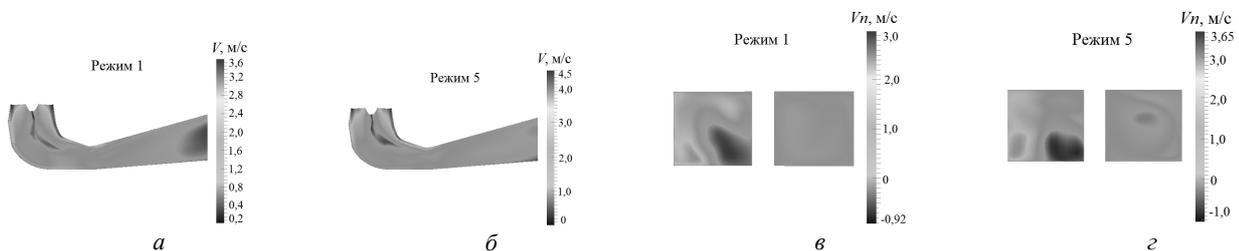


Рис. 10 – Визуализация течения в отсасывающей трубе:

a – абсолютная скорость при режиме 1; *б* – абсолютная скорость при режиме 5; *в* – нормальная скорость в выходном сечении, режим 1; *г* – нормальная скорость в выходном сечении, режим 5

В выходном сечении присутствуют области с противотоками с отрицательными значениями расходной составляющей скорости. Максимальные значения скорости потока в выходном сечении трубы наблюдается в левой по ходу движения жидкости и нижней частях горизонтального диффузора.

На рис. 11 приведены расчетные значения потерь в элементах ПЧ, а также суммарных расчетных и экспериментальных потерь в зависимости от расхода. Потери энергии в отдельных элементах проточной части определялись, как разности полных энергий в характерных сечениях на входе и выходе. Суммарные потери в спиральной камере и статоре вычислялись как разность полной энергии на входе в спираль и выходе из статора. Потери в НА рассчитывались путем осреднения результатов при различных углах натекания пропорционально расходу, т. е. $h_{НА} = 0,5h_{НА1} + 0,25h_{НА2} + 0,25h_{НА3}$, где $h_{НА1}$, $h_{НА2}$ и $h_{НА3}$ – потери в НА при углах потока на входе

$\alpha_{п1} = 38,9, 57,7$ и $73,3^\circ$ соответственно.

Потери энергии в спиральной камере и статоре растут с увеличением расхода и при максимальном значении расходе составляют 3,8%. В решетке НА потери энергии также возрастают с увеличением открытия и достигают значений 4,6%. В РК для угла установки лопасти $\varphi = 35^\circ$ минимальные потери энергии, равные 7%, получены при $Q_1' = 2300$ л/с.

Расчетные суммарные потери энергии на рис. 11 приведены без учета потерь в отсасывающей трубе. Течение жидкости в трубе при рассматриваемых максимальных режимах имеет сложный пространственный характер с вихревым жгутом и застойными зонами, которые изменяют интенсивность и положение в зависимости от расхода. В настоящее время уточняется методика достоверного определения потерь в отсасывающей трубе.

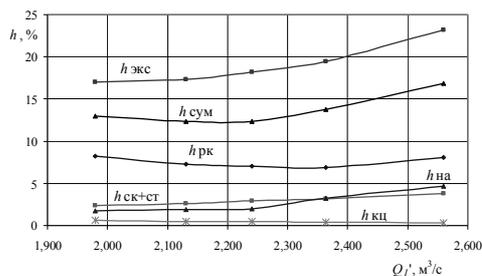


Рис. 11 – Зависимость потерь от расхода в элементах ПЧ

Минимальные суммарные потери энергии в рассмотренных элементах проточной части с учетом конечных потерь в РК ($h_{кц}$), определенных по методике, приведенной в [5], получены при режиме с расходом $Q_1' = 2300$ л/с. Графики распределения расчетных и экспериментальных суммарных потерь имеют сходную форму, но отличаются по значениям.

Выводы. Расчетное исследование пространственного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины ПЛ 20/3271у Кременчугской ГЭС позволило получить новые данные о структуре потока и потерях энергии при оптимальном угле установки лопасти $\varphi = 15^\circ$ [1] и максимальном $\varphi = 35^\circ$, соответствующем номинальной мощности. Определена структура потока в характерных сечениях проточной части – перед НА и после него, на входе и на выходе РК. Рассчитанные потери энергии показывают изменение потерь в элементах проточной части в зависимости от расхода, открытия НА и угла установки лопасти. Эти результаты необходимы при разработке новых или совершенствовании существующих НА и РК.

Список литературы: 1. Русанов А. В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС / А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоробрий [и др.] // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044). – С. 41–48. 2. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7. 3. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Еришов [Монография]. – Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. Городецкий Ю. В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости / Ю. В. Городецкий, Д. Ю. Косьянов, А. В. Русанов [и др.] // Прикладная гидромеханика. – К. – 2012. – Т. 14 (86), № 3. – С. 45–55. 5. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических машин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rusanov, A. V., et al. "Matematicheskoe modelirovanie techenija zhidkosti i analiz harakteristik potoka v podvode gidroturbiny PL20 Kremenchugskoj GJeS." *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI». Ser.: Energetični ta teplotehnični procesi j ustatkuvannja.* No. 1.1044. 2014. 41–48. Print. 2. Rusanov, A. V., and D. Ju. Kos'janov. "Chislennoe modelirovanie techenij vjazkoj neszhimajemoj zhidkosti s ispol'zovanijem nejavnoj kvazimonotonnoj shemy Godunova povyšhennoj točnosti." *Vostoč.-Evrop. zhurn. peredovyh tehnologij.* No. 5. 2009. 4–7. Print. 3. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnyh gazodinamicheskih procesov v protočnyh častjah turbomashin.* Kharkov: In-t probl. mashinostroen. NAN Ukrainy, 2008. Print. 4. Gorodeckij, Ju. V., et al. "Analiz rabočego processa v protočnoj časti osevoj gidroturbiny na osnove chislennogo modelirovanija prostranstvennogo vjazkogo techenija zhidkosti." *Prikladnaja gidromehanika.* Vol. 3. No. 14.86. 2012. 45–55. Print. 5. Jetinberg, I. Je., and B. S. Rauhman. *Gidrodinamika gidravličeskijh mashin.* Leningrad : Mashinostroenie, 1978. Print.

Поступила (received) 25.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Русанов Андрей Викторович – член-корреспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, заступник директора ІПМаш НАН України по науковій роботі, г. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Rusanov Andrey Viktorovich – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, deputy director IPMach NAS of Ukraine for Science, Kharkov; tel.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Хорев Олег Николаевич – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, г. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

Khoryev Oleg Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

Линник Александр Васильевич – головний конструктор гідротурбін ОАО «Турбоатом», г. Харків; тел.: (057) 349-20-61; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Lynnyk Alexandr Vasilevich – Chief designer of hydro turbines of OJSC "Turboatom", Kharkov; tel.: (057) 349-20-61; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Сухоробрий Петр Николаевич – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, г. Харків, старший науковий співробітник; тел.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Sukhorebryi Petr Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Officer, IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; Senior Research Officer; tel.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Косьянов Дмитрий Юрьевич – кандидат технічних наук, докторант, ІПМаш НАН України, г. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.

Kosyanov Dmitry Yurievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Doctoral Candidate, IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.