

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; зам. директора
ІПМаш НАН України, Харків;

А.В. ЛИННИК, головний конструктор гідротурбін ОАО «Турбоатом», Харків;

П.Н. СУХОРЕБРЬЙ, канд. техн. наук; с.н.с. ІПМаш НАН України, Харків;

О.Н. ХОРЕВ, канд. техн. наук; с.н.с. ІПМаш НАН України, Харків;

А.В. РЯБОВ, начальник лабораторії СКБ ТГМ ОАО «Турбоатом», Харків

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ И АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКА В ПОДВОДЕ ГИДРОТУРБИНЫ ПЛ20 КРЕМЕНЧУГСКОЙ ГЭС

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате осевой поворотной-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Математическое моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса и двухпараметрической модели турбулентности Ментера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *FlowER-U*. Дан анализ структуры потока и потерь энергии в элементах подвода гидротурбины Кременчугской ГЭС.

Ключевые слова: математическое моделирование, вязкое течение, спиральная камера, статор, направляющий аппарат, потери энергии.

Введение

В энергетических системах развитых стран доля мощностей ГЭС и ГАЭС составляет не менее 15 % от суммарной мощности генерирующих источников энергии. В энергосистеме Украины доля мощностей гидроэлектростанций по состоянию на начало 2012 г. не превышает 10 %. Такая ситуация обуславливает дефицит как маневренных, так и регулирующих энергоисточников.

В Украине в ближайшее время не предусматривается строительство новых крупных гидроузлов [1]. Наиболее реальными направлениями увеличения генерирующих мощностей являются: строительство объектов гидроэнергетики, заложенных еще в 80-х годах XX века, развитие малой гидроэнергетики, модернизация морально и физически устаревшего оборудования, отработавшего 40–50 лет. Это направление является приоритетным, т.к. позволяет добиться результатов при значительно меньших затратах – в 2–3 раза ниже, чем при новом строительстве. Основу гидроэнергетики Украины составляют ГЭС Днепровского каскада. Из 93 агрегатов, установленных на нем, 78 оснащены поворотной-лопастными гидротурбинами.

В работе представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате осевой поворотной-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Математическое моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса и двухпараметрической модели турбулентности Ментера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *FlowER-U*, обладающего достаточной достоверностью для количественной и качественной оценки структуры потока и энергетических характеристик проточных частей (ПЧ) поворотной-лопастных гидротурбин [2].

1 Объект исследования

ПЧ гидротурбины состоит из спиральной камеры с трапецеидальными меридиональными сечениями развитыми вниз и углом охвата в плане $\varphi_{сп} = 180^\circ$. Решетка статора имеет 17 колонн, включая зуб спирали. В спиральной части применяется форма профиля колонны небольшой положительной кривизны, а в открытой части спирали – установлены еще четыре формы колонн. Расчетные исследования течения жидкости в спиральной камере проводились совместно с решеткой статора, такая конструкция спирали и статора значительно усложнила создание математической модели и построение расчетной сетки.

Радиальный направляющий аппарат (НА) состоит из 32 симметричных лопаток УП-32-2 высотой $b_0 = 0,4D_1$, диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$. Рабочее колесо ПЛ 20/3271у-В имеет диаметр втулки $d_{вр} = 0,37D_1$ и число лопастей $z_1 = 4$. Отсасывающая труба высотой $h = 1,915D_1$, длиной $l = 4,1D_1$ и с коленом типа 4А (рис. 1).

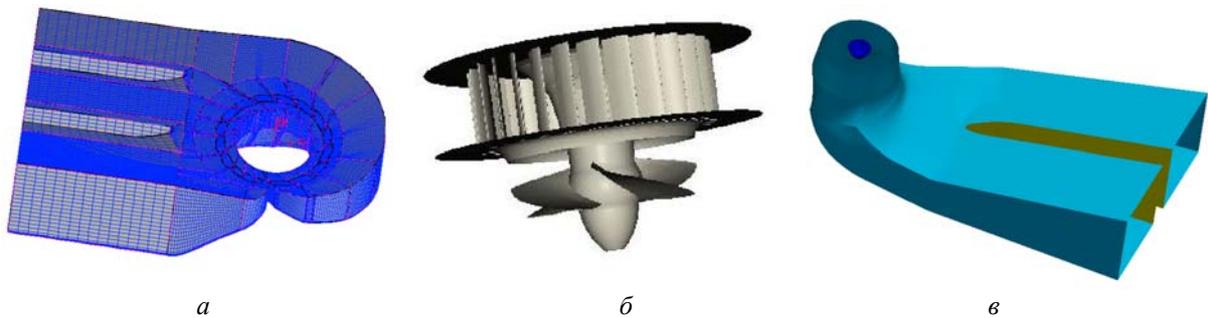


Рис. 1 – Исследуемая проточная часть гидротурбины: а – спиральная камера и решетка статора; б – решетки НА и РК; в – отсасывающая труба

2 Математическая модель. Условие выполнения расчетов

Исследования выполнены с помощью программного комплекса *FlowER-U*, 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 [3, 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 рабочего колеса (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 из отсасывающей трубы – статическое давление.

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м при оптимальном значении угла установки лопасти РК $\varphi_л = 15^\circ$ для пяти

положений открытия НА 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	48,91	54,35	56,52	59,78	65,22
Q_1' , л/с	950	1071,4	1117,9	1185,7	1317,8
n_1' , мин ⁻¹	123,2	145,3	152,9	162,9	182,1
КПД, %	89,2	90,7	90,65	90,05	88

3 Результаты расчетного исследования течения жидкости в подводе ПЛ гидротурбины

Распределение абсолютной скорости V в спиральной камере в среднем по высоте колонны сечении представлено на рис. 2.

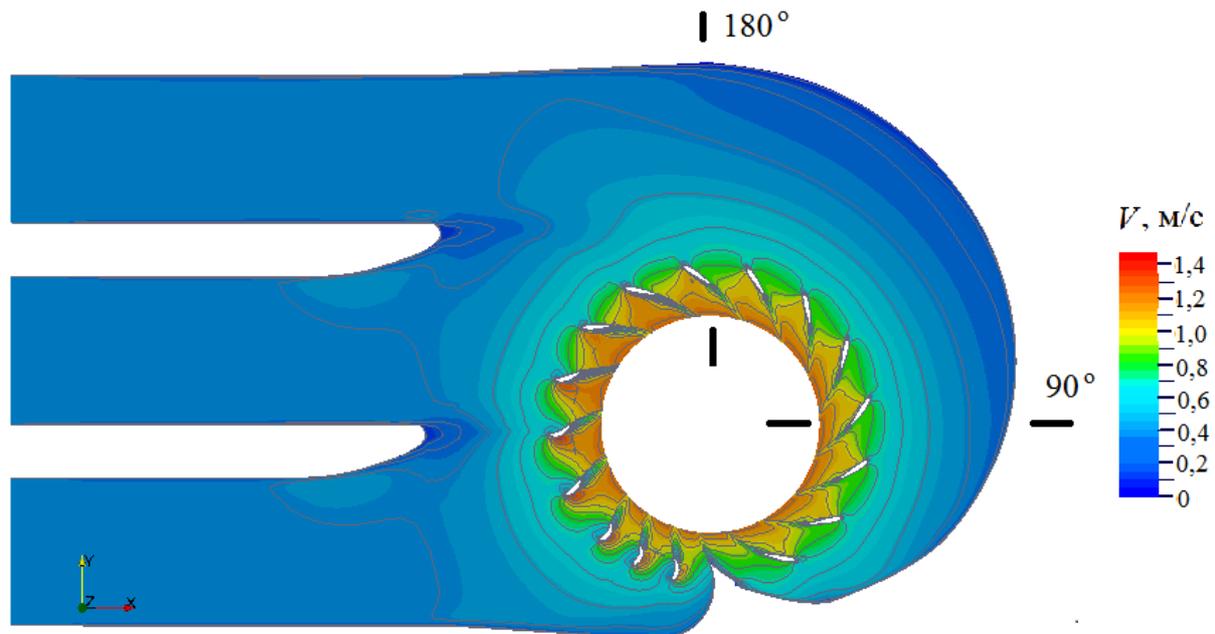


Рис. 2 – Распределение абсолютной скорости в спиральной камере, режим 3

Изолинии абсолютной скорости V и ее составляющих – окружной V_u , радиальной V_r и осевой V_z для меридиональных сечений спирали $\varphi_{сп} = 90^\circ$ и $\varphi_{сп} = 180^\circ$: приведены на рис. 3.

Из приведенных результатов видно, что значение скорости и ее составляющих растут, приближаясь к колоннам статора, при уменьшении радиуса и высоты меридиональных сечений камеры. Особенностью течения в спирали с меридиональными сечениями развитыми вниз является область в нижней части сечений, где значения скоростей близки к нулю. С изменением расхода структура потока практически не меняется.

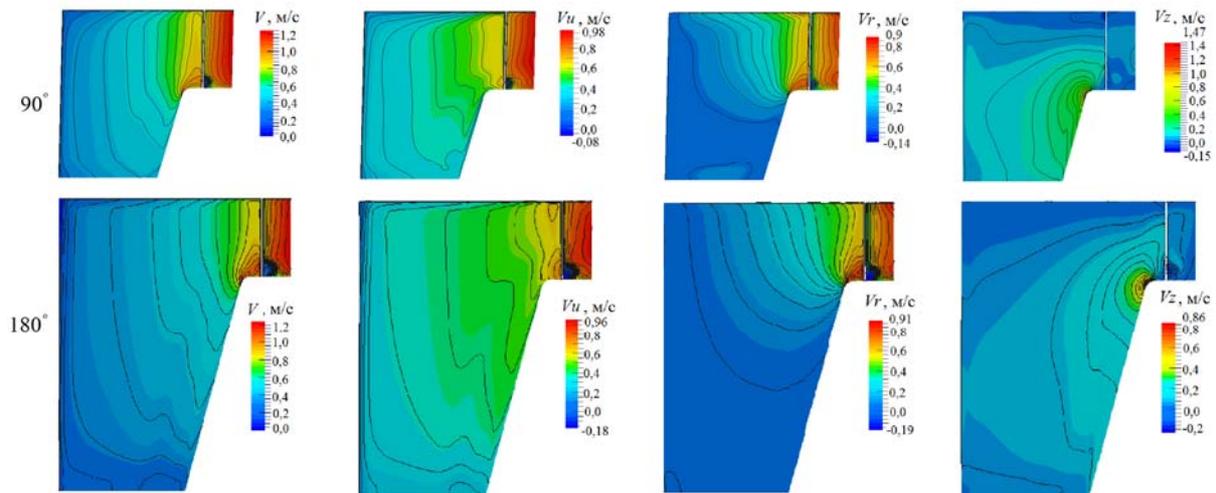


Рис. 3 – Изолинии скорости и её компонент в сечениях спиральной камеры $\varphi_{сп} = 90^\circ$ и $\varphi_{сп} = 180^\circ$, режим 3

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 представлены на рис. 4. Величина осредненной абсолютной скорости практически постоянная, 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 возрастают. Осредненный угол потока в спиральной части камеры равен $\alpha_{сп} = 38,9^\circ$, а в открытой части возрастает до 76° .

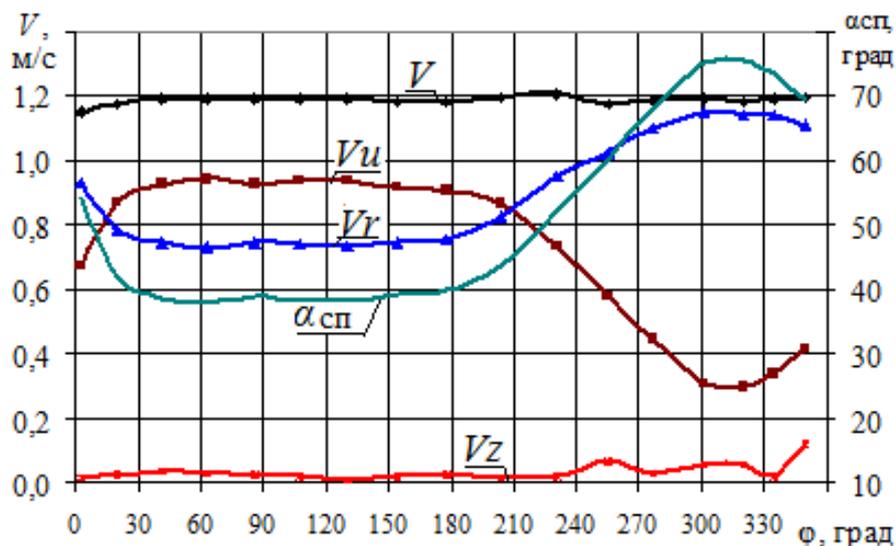


Рис. 4 – Распределение осредненных по высоте канала абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока по углу охвата спирали на радиусе $R = 520$ мм

Визуализация обтекания решетки статора при оптимальном значении расхода (режим 3) приведена на рис. 5. Лучшая картина обтекания наблюдается в девяти колоннах, расположенных в спиральной части камеры. Здесь практически отсутствуют ударные потери, а гидродинамический след за колоннами незначительный. В открытой

части камери, где установленны четыре типа колонн, обтекание хуже. Заметно резкое изменение значений скорости на спинке профиля и развитый гидродинамический след за колоннами, достигающий области лопаток НА.

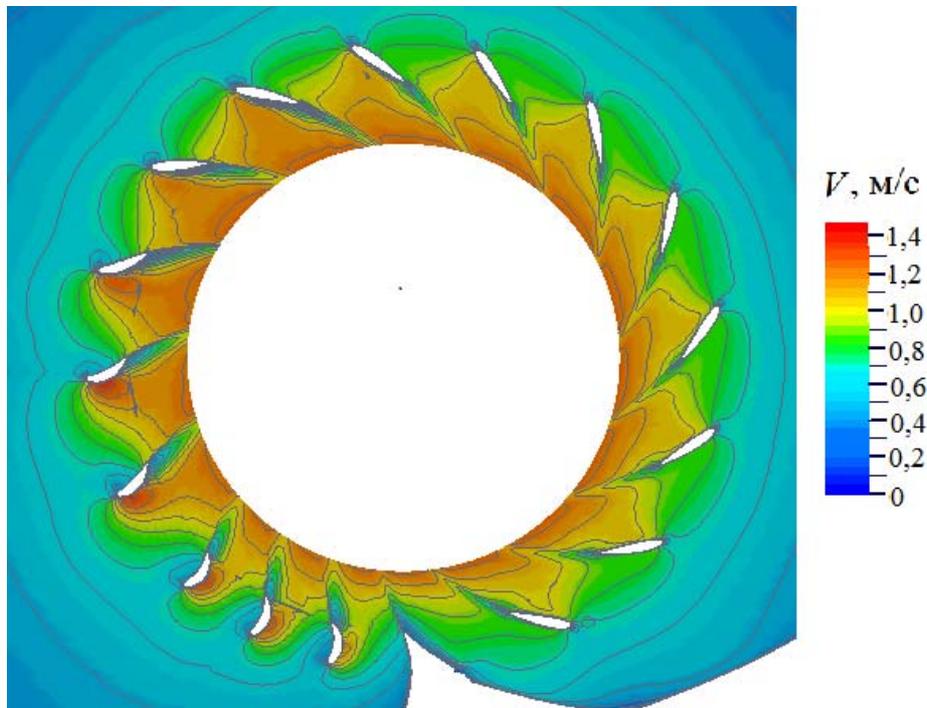


Рис. 5 – Изолинии скорости в решетке статора, режим 3

Численное исследование течения в области НА выполнялось для 5-ти расчетных режимов (табл. 1) при трех значениях угла натекания потока на входе в решетку: $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$, $57,7^\circ$ и $73,3^\circ$. Значение $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$ соответствует осредненному углу потока, создаваемому спиральной частью (угол охвата $\varphi_{сп}$ от 0 до 180°), значение $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$ – осредненному углу потока при угле охвата $\varphi_{сп}$ от 180 до 270° и $\alpha_{п1} = 73,3^\circ$ – углу потока при $\varphi_{сп}$ от 270 до 360° . Проведение таких исследований позволило определить влияние неравномерности входных условий на структуру потока и потерь энергии в решетке НА.

Изолинии статического давления и векторы меридиональной составляющей скорости при обтекании лопаток НА потоком с различными углами натекания для открытия, соответствующему оптимальному расходу (режим 3), приведены на рис. 6.

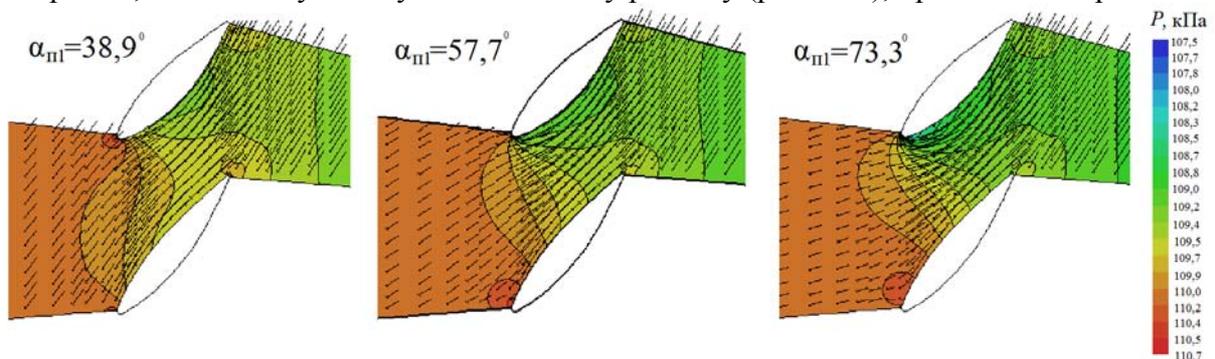


Рис. 6 – Изолинии статического давления и векторы меридиональной составляющей скорости при обтекании лопаток НА потоком с различными углами натекания, режим 3

Значения геометрических углов лопатки в зависимости от открытия НА

Параметры	Режимы				
	1	2	3	4	5
a_0 , мм ($D_1 = 1$ м)	48,91	54,35	56,52	59,78	65,22
$\alpha_{1л}$, °	38,138	41,723	43,177	45,416	49,337
$\alpha_{2л}$, °	28,128	32,172	33,825	36,385	40,906

Для открытия НА, соответствующего оптимальному расходу $a_0 = 56,52$ мм, обтекание лопаток, находящихся в спиральной части камеры, происходит с небольшим положительным углом атаки (табл. 2). Лопатки, находящиеся в открытой части камеры, обтекаются потоком с отрицательными углами атаки, достигающими 30° . Это оказывает влияние на распределение статического давления по профилю лопатки на тыльной и лицевой поверхности (рис. 7) и на потери энергии (табл. 3). С увеличением угла натекания потока с $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$ до $\alpha_{п1} = 73,3^\circ$, потери в решетке НА для оптимального расхода выросли на 0,5 %.

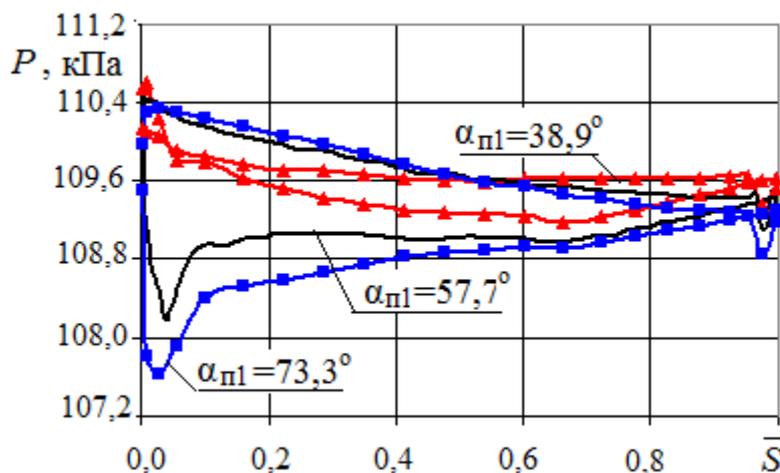


Рис. 7 – Распределение статического давления по профилю лопатки, режим 3

Таблиця 3

Потери энергии в решетке НА при различных углах натекания потока

Угол натекания потока $\alpha_{п1}$, град	Потери в направляющем аппарате $h_{НА}$, %				
	Режимы				
	1	2	3	4	5
38,9	1,07	0,91	0,87	0,89	0,87
57,7	1,13	0,98	0,99	0,88	0,82
73,3	1,64	1,45	1,38	1,28	1,17

На рис. 8 для режима 3 представлены значения окружной составляющей скорости V_u , радиальной V_r , осевой V_z и относительного угла потока $\beta_{п1}$ в сечении, расположенном перед входной кромкой РК. Как видно из рис. 8, решетка НА выравнивает окружную неравномерность потока и на входе в РК структура течения мало зависит от величины входного угла перед НА. Также видно, что геометрические углы лопасти РК имеют расхождение с углами потока.

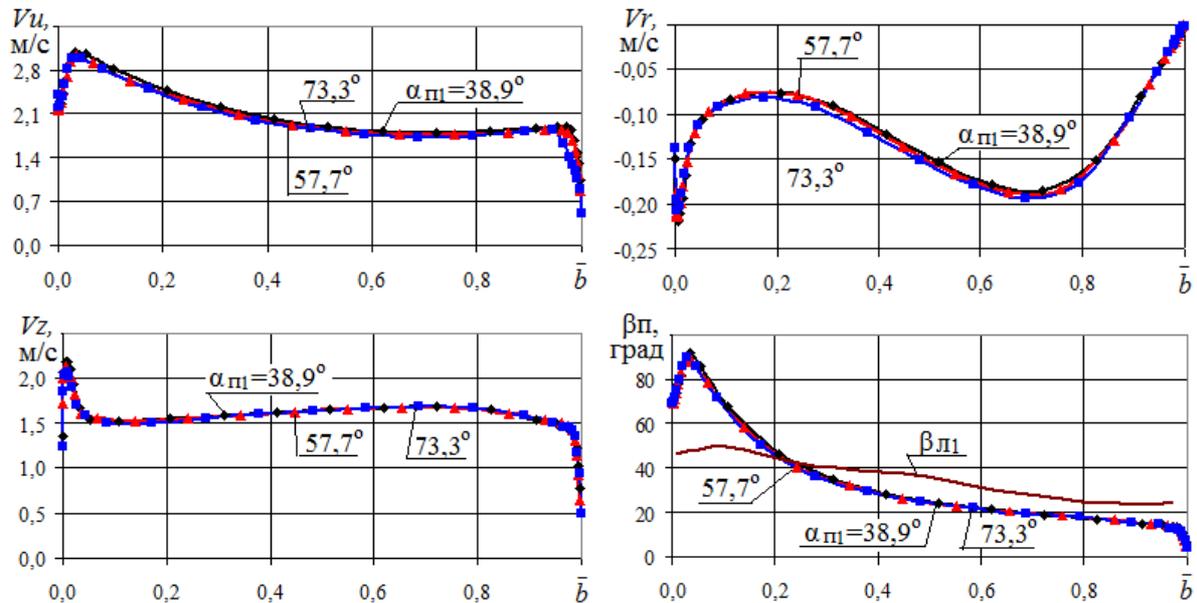


Рис. 8 – Распределение компонент скорости и угла потока в сечении перед РК при разных углах натекания потока на решетку НА

4 Определение потерь энергии в подводе гидротурбины

Потери энергии в подводе гидротурбины определялись как сумма потерь в спиральной камере со статором и в решетке НА. Суммарные потери в спиральной камере со статором вычислялись как разность полной энергии на входе в спираль и выходе из статора, деленная на напор. Потери в НА определялись 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 $\alpha_{\pi 1} = 38,9, 57,7$ и $73,3^\circ$ соответственно.

Потери энергии в спиральной камере и статоре растут с увеличением расхода и скорости потока и в оптимуме характеристики составляют 0,7 % (рис. 9). В решетке НА большие потери энергии получены при меньших открытиях НА и меньших значениях расхода. При открытии НА потери снижаются и в оптимуме составляют 1 %. Суммарные потери в подводе гидротурбины в исследуемом диапазоне расходов изменяются незначительно и в оптимуме составляют 1,7 %.

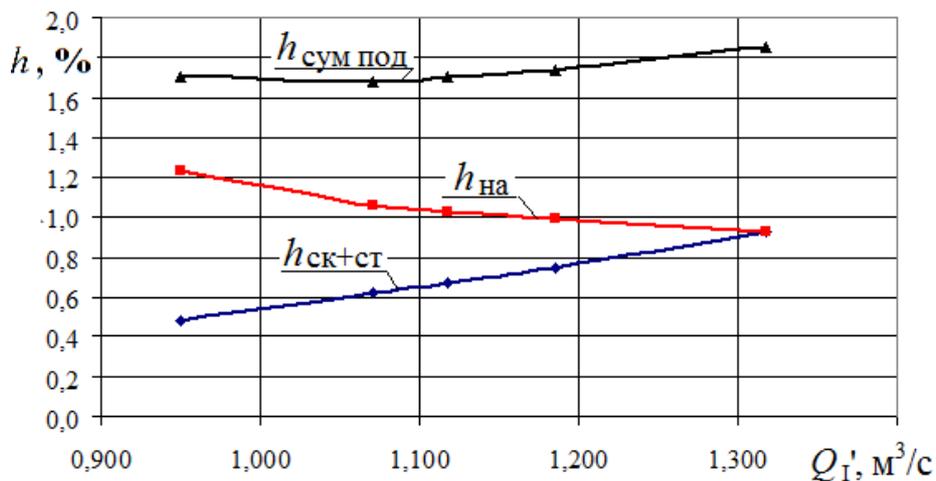


Рис. 9 – Распределение потерь энергии в подводе гидротурбины ПЛ 20/3271у

Выводы

Расчетное исследование трехмерного вязкого течения жидкости в подводе вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины ПЛ 20/3271у Кременчугской ГЭС позволило получить новые данные о структуре пространственного потока в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате. Определены величины неравномерности осредненных по высоте канала характеристик потока после решетки статора, рассчитаны обтекание и потери энергии в направляющем аппарате в условиях приближенным к реальным. Полученные параметры потока перед рабочим колесом показывают, что решетка направляющего аппарата выравнивает поток в окружном направлении, а геометрические углы лопасти РК имеют расхождение с углами потока. Представленные результаты расчета течения жидкости в подводе осевой поворотно-лопастной гидротурбины подтверждают возможность использования программного комплекса *FlowER-U* для разработки новых и совершенствования модернизируемых проточных частей гидротурбин.

Список литературы: 1. Линник, А.В. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине [Текст] / А.В. Линник, В.Д. Хаитов // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 1. – С. 11-18. 2. Городецкий, Ю.В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости [Текст] / Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов, П.Н. Сухоробрий, О.Н. Хорев // Прикладная гидромеханика. – К., 2012. – Том. 14 (86), № 3. – С. 45-55. 3. Русанов, А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4-7. 4. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с.

Поступила в редколлегию 19.09.13

УДК 621.224

Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [Текст] / А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоробрий, О.Н. Хорев, А.В. Рябов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 41-48. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини в спіральній камері, статорі та напрямному апараті осевої поворотно-лопастової гідротурбіни ПЛ20 Кременчуцької ГЕС. Математичне моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса та двопараметричної моделі турбулентності Ментера. Розрахунки проведено за допомогою програмного комплексу. Дано аналіз структури потоку та втрат енергії в елементах підводу гідротурбіни Кременчуцької ГЕС.

Ключові слова: математичне моделювання, в'язка течія, спіральна камера, статор, напрямний апарат, втрати енергії.

The results of the design study of viscous flow in spiral casing, stay ring, guide vane Kaplan turbine PL20 Kremenchug HPP are presented. Mathematical modeling of flow made on the basis of numerical integration of the Reynolds equation and the two-parameter model of turbulence Menter (*SST*). The calculations were performed using the software package *FlowER-U*. The analysis of the structure of the flow and energy loss in the elements of the supply turbines Kremenchug HPP.

Keywords: mathematic modeling, viscid flow, spiral casing, stay ring, guide vane, losses of energy