



Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в проточной части низконапорной осевой гидротурбины

А. В. Русанов¹⁾, О. Н. Хорев²⁾, С. А. Рябова³⁾, Д. Ю. Косьянов⁴⁾, П. Н. Сухоробрий⁵⁾, Н. М. Курская⁶⁾

^{1), 2), 4), 5), 6)} *Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного, ул. Пожарского, 2/10, 61046, г. Харьков, Украина;*

³⁾ *ПАО «Турбоатом», просп. Московский, 199, 61037, Харьков, Украина*

Article info:

Paper received:

10 November 2016

The final version of the paper received:

05 December 2016

Paper accepted online:

11 December 2016

Correspondent Author's Address:

¹⁾ rusanov@ipmach.kharkov.ua

²⁾ khorev@ipmach.kharkov.ua

³⁾ office@turboatom.com.ua

⁴⁾ kosyanov@ipmach.kharkov.ua

⁵⁾ sukhor@ipmach.kharkov.ua

⁶⁾ kursk@ipmach.kharkov.ua

Представлены результаты расчетного исследования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС при оптимальном угле установки лопасти рабочего колеса $\varphi_n = 15^\circ$ и при максимальном угле $\varphi_n = 35^\circ$. 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). Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазилинейной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Расчеты проведены с помощью программного комплекса PRMFlow. Приведен анализ структуры течения жидкости в элементах проточной части, получены значения гидравлических потерь и локального кавитационного коэффициента. Проведено сравнение расчетных и экспериментальных результатов.

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

1. ВВЕДЕНИЕ

В Украине в настоящее время проводится модернизация морально и физически устаревшего оборудования гидроэлектростанций Днепровского каскада, в том числе и Кременчугской ГЭС. На станции установлены 12 агрегатов, оснащенные осевыми поворотно-лопастными (ПЛ) гидротурбинами с диаметром рабочего колеса (РК) $D_1 = 8$ м. При модернизации меняются основные рабочие органы турбины: РК, лопатки направляющего аппарата (НА) и сохраняются такие элементы проточной части (ПЧ), как спиральная камера (СК), статор, отсасывающая труба (ОТ). Таким образом, в пределах существующих размеров блока и форм подвода и отвода необходимо достичь максимально возможного уровня: номинальной и максимальной мощности, коэффициента полезного действия (КПД), запасов по кавитации и пр.

В ПАО «Турбоатом» выполнены комплексные расчетно-теоретические и экспериментальные исследования проточных частей модельных гидротурбин ПЛ20 для модернизации Кременчугской ГЭС [1]. Были разработаны и испытаны на гидродинамическом стенде несколько вариантов моделей ПЧ с раз-

ными НА и РК, выбран вариант с лучшими показателями КПД и кавитационного коэффициента. Для этого варианта, получившего наименование ПЛ20/3271у, кроме энергетических и кавитационных испытаний, выполнены разгонные, пульсационные испытания, измерения моментов на лопатках НА, измерения моментов и осевого гидравлического усилия на лопастях РК. Результаты испытаний подтвердили выполнение требований технического задания. Две гидротурбины ПЛ20/3271у были изготовлены, смонтированы и запущены в эксплуатацию на гидроагрегатах № 2 и 3 Кременчугской ГЭС.

В настоящее время запланировано проведение следующего этапа модернизации. В условиях обостряющейся конкуренции с зарубежными машиностроительными компаниями и повышающимися требованиями Заказчика по уровню КПД, кавитационным качествам и др. поставлена цель разработать высокоэффективную проточную часть гидротурбины. Как показывает обзор литературных источников [2–4], наиболее эффективно это возможно выполнить за счет совершенствования рабочего процесса в проточной части посредством гидродинамического совершенствования лопастной системы РК методом пространственного профилирования. На первом этапе исследований стояла задача детально изучить

характеристики потока и гидравлические потери энергии во всех элементах ПЧ. На сегодняшний день основными методами исследования гидродинамических процессов в проточных частях гидромашин являются физический эксперимент с использованием шаровых зондов, лазерной доплеровской анемометрии [5–8] или численный эксперимент [9]. Преимуществами численного метода по сравнению с физическим экспериментом являются существенно меньшие финансовые, трудовые и временные затраты, а также высокая информативность получаемых результатов.

В статье поставлена и решена задача детального изучения характеристик пространственного вязкого течения жидкости во всех элементах ПЧ и энергетических показателей гидротурбины ПЛ20/3271у в широком диапазоне режимов работы при помощи разработанного в ИПМаш НАН Украины программного комплекса *IPMFlow*.

2. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

2.1 Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

Расчетная область исследуемой гидротурбины состоит из подвода (спиральной камеры и решетки статора), лопаток НА, лопастей РК и отсасывающей трубы. Основные геометрические характеристики СК: трапециевидальные меридиональные сечения развитые вниз; угол охвата в плане $\varphi_{\text{сп}} = 180^\circ$; на входе установлены два опорных бычка, разделяющие поток на три равных по площади канала [10]. Статор состоит из 17 колонн (пяти различных видов), включая зуб спирали. Профиль лопатки НА симметричный, типа УП-32-2, высота $b_0 = 0,4D_1$, диаметр расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$, число лопаток $z_0 = 32$. У рабочего колеса диаметр втулки $d_{\text{вт}} = 0,37D_1$, число лопаток $z_1 = 4$. Параметры ОТ: высота $h = 1,915D_1$, длина $l = 4,1D_1$, колено типа 4А.

2.2 Математическая модель

Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, учитывающим искусственную сжимаемость. Уравнения Рейнольдса с двухпараметрической моделью турбулентности $k-\omega$, записанные в векторной форме в декартовой системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью Ω вокруг оси x , имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x} (E_x + E_y) + \frac{\partial}{\partial y} (F_x + F_y) + \frac{\partial}{\partial z} (G_x + G_y) = H, \quad (1)$$

где $Q = (P/\beta, u, v, w, k, \omega)^T$; $P = p/\rho_*$; $H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6$;

$$H = (0, g, y\Omega^2 + 2w\Omega, z\Omega^2 - 2v\Omega, H_k, H_\omega)^T;$$

$$H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6; \quad H_\omega = \left[\frac{Y}{v} P_k - \beta\omega^2 f_4 + (1 - f_1) \frac{2}{\omega\sigma_{\omega_2}} C_{\omega_2} \right] f_7;$$

$$E_x = (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T; \quad F_x = (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T;$$

$$G_x = (w, wu, wv, w^2 + P, vw, wk, w\omega)^T;$$

$$E_y = (0, -\tau_{xx}, -\tau_{yy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^T;$$

$$F_y = (0, -\tau_{xy}, -\tau_{yy}, -\tau_{yz}, -\chi_{ky}, -\chi_{\omega y})^T;$$

$$G_y = (0, -\tau_{xz}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T,$$

x, y, z, t – декартовы координаты и время;

Q – вектор консервативных переменных;

E_i, F_i, G_i – конвективные векторы потоков (невязкая часть);

E_v, F_v, G_v – диффузионные векторы потоков (вязкая часть);

p, P, u, v, w – статическое и кинематическое давление, компоненты вектора скорости;

k, ω – кинетическая энергия турбулентности, удельная скорость диссипации;

ρ^* – плотность жидкости.

Коэффициент искусственной сжимаемости жидкости β для обеспечения высокой скорости сходимости рекомендуется выбирать из следующих соотношений:

$$\beta = \max\{0.3; r(u^2 + v^2 + w^2)\}, \quad r = 1 \dots 5, \quad (2)$$

или

$$\beta = \delta_1 a^2 + \delta_0, \quad \delta_1 = 1 \dots 5, \quad 0 < \delta_0 \ll 1. \quad (3)$$

Для численного решения уравнений выставляются дополнительные условия на границах расчетной области. На входе задается распределение компонент вектора скорости, на выходе – распределение статического давления p , а на стенках – условие прилипания $\vec{V} = 0$.

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Модель реализована в программном комплексе *IPMFlow*. Подробнее описание математической модели и численного метода представлено в работах [9, 11].

Исследования проводились последовательно для двух расчетных областей. Первая включала в себя спиральную камеру и колонны статора, вторая – по одному каналу НА и РК, а также отсасывающую трубу. Дискретизация исследуемой проточной части выполнена с помощью неструктурированной сетки с шестигранными ячейками. Общее число ячеек 4,480 млн: спиральная камера с колоннами статора – 2,84 млн, один межлопаточный канал в решетке НА – 518 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 режимному расходу;

– на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);

– на выходе из отсасывающей трубы – статическое давление $P = 100$ кПа.

Численные исследования выполнены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м. Расчеты проведены для двух углов установки лопасти РК (оптимального $\varphi_{\text{л}} = 15^\circ$ и максимального $\varphi_{\text{л}} = 35^\circ$) при десяти значениях открытия НА и соответствующих им значениях приведенного расхода и частоты вращения, определенных по универсальной характеристике ПЛ 20/3271у-В-46, (табл. 1).

2.3. Результаты расчетных исследований течения жидкости в проточной части

Расчеты проводились в два этапа. На первом этапе выполнено исследование потока для всех режимных точек в первой расчетной области, включающей спиральную камеру и колонны статора. В результате определялись данные о распределении компонент скорости и угла потока на выходе из расчетной области, которые принимались в качестве граничных условий на входе во вторую область (каналы НА, РК и отсасывающая труба) для второго этапа исследования. При максимальном угле установки лопасти $\varphi_{л} = 35^\circ$ (режимы 6–10) поток в межлопастных каналах НА и РК и в отсасывающей трубе рассчитывался раздельно.

В результате проведения численного эксперимента получены и проанализированы следующие данные:

- визуализация потока (поля скоростей и давления) в характерных сечениях всех элементов проточной части;
- эпюры распределения скоростей и давления вдоль сечений лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса;
- распределение осредненных значений компонент скорости и углов потока в характерных сечениях проточной части (за НА, перед и за рабочим колесом);
- интегральные энергетические характеристики проточной части, в том числе значения потерь энергии во всех ее элементах.

Ниже приведены некоторые результаты численного исследования.

В спиральной камере значения абсолютной скорости V и ее составляющих: окружной V_u , радиальной V_r и осевой V_z возрастают при приближении к колоннам статора и уменьшении радиуса и высоты меридиональных сечений камеры (рис. 1 а). Особенностью течения в спирали с меридиональными сечениями, развитыми вниз, является наличие областей

в нижней части сечений, где значения скоростей близки к нулю. Анализ полученных результатов при разных значениях расхода показал, что структура течения в меридиональных сечениях спирали не зависит от режима, а значения абсолютной скорости и ее составляющих пропорциональны расходу.

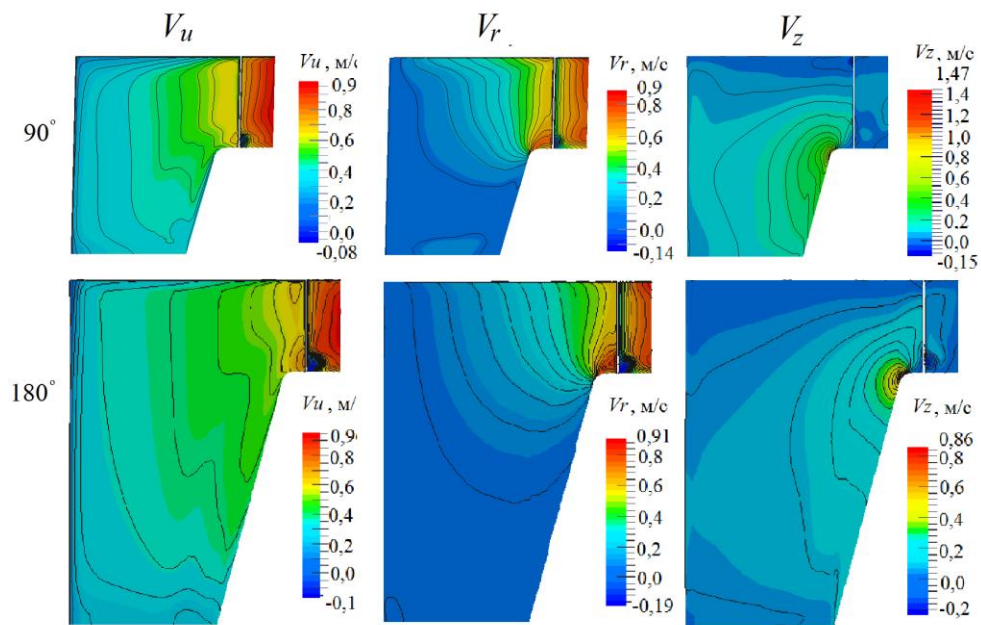
Распределение скорости при обтекании колонн статора в среднем по высоте канала сечения при режиме оптимального КПД (режим 3, расход $Q_l' = 1117$ л/с) приведено на рис. 1 б. Как видно из рисунка, более благоприятная картина наблюдается при обтекании девяти колонн, расположенных в спиральной части камеры. 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 увеличивается, а за колоннами присутствует развитый гидродинамический след, достигающий области лопаток НА. С увеличением расхода и скорости потока размеры гидродинамического следа также растут.

Распределение осредненных по высоте канала значений абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока, создаваемого спиральной камерой $\alpha_{сп}$ после решетки статора на радиусе $R = 0,520$ м для $Q_l' = 1117,9$ л/с, представлено на рис. 2. По всему охвату спирали величина абсолютной скорости практически постоянна, а осевая составляющая близка к нулю. Окружная и радиальная (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 $\alpha_{сп} = 38,9^\circ$, затем угол возрастает до 76° .

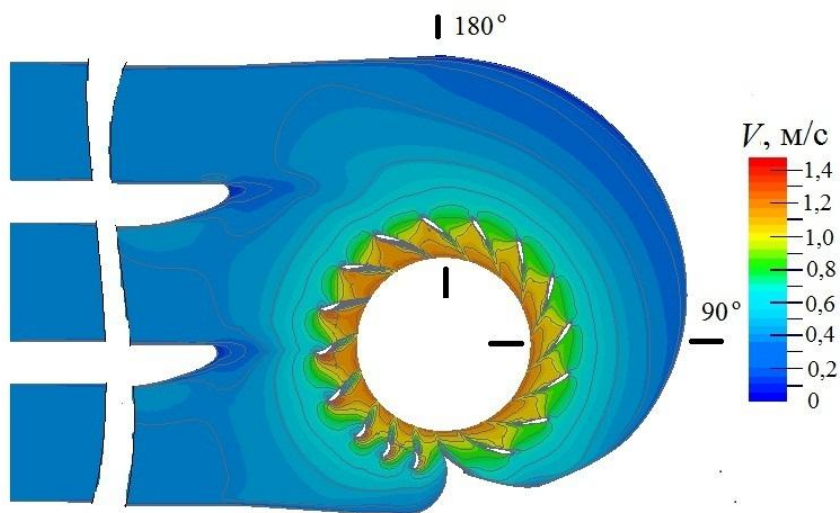
Таблица 1 – Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы				
	1	2	3	4	5
$\varphi_{л} = 15^\circ$					
a_0 , мм ($D_1 = 460$ мм)*	22,5	25	26	27,5	30
a_0 , мм ($D_1 = 1$ м)	48,91	54,35	56,52	59,78	62,22
Q_l' , л/с	950	1071,4	1117,9	1185,7	1317,8
n_l' , мин ⁻¹	123,2	145,3	152,9	162,9	182,1
КПД, %	89,2	90,7	90,65	90,05	88
$\varphi_{л} = 35^\circ$					
a_0 , мм ($D_1 = 460$ мм)*	32,5	34	35	36	37,5
a_0 , мм ($D_1 = 1$ м)	70,65	73,91	76,09	78,26	81,52
Q_l' , л/с	1980	2131	2240	2364	2560
n_l' , мин ⁻¹	120,8	131,9	140,0	149,3	164
КПД, %	83,0	82,7	81,8	80,5	76,8

* открытия НА для модели ПЧ с диаметром РК $D_1 = 460$ мм, приведенные на универсальной характеристике



а



б

Рисунок 1 – Визуализация течения в подводе гидротурбины: а – поля окружной, радиальной и осевой составляющих скорости в меридиональных сечениях спиральной камеры; б – обтекание статорных колонн при $Q_i' = 1117,9$ л/с (режим 3)

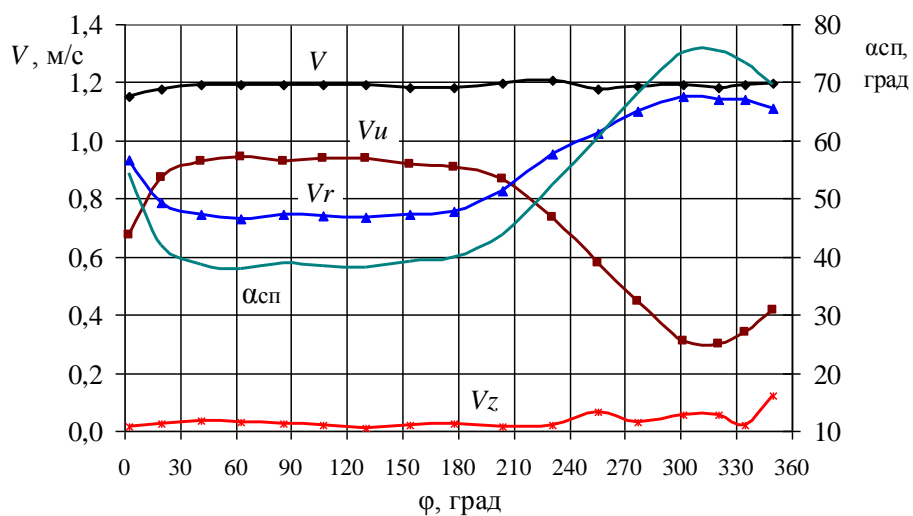


Рисунок 2 – Распределение осредненной абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока по углу охвата спирали (радиус $R = 520$ мм, расход $Q_i' = 1117,9$ л/с)

Как показали расчетные исследования первого этапа, характер распределения компонент скорости и угла потока, создаваемого подводом, перед решеткой НА с изменением режима практически не меняется, растут только значения скорости пропорционально расходу. Следует отметить, что литературные источники, в том числе номенклатура гидротурбин [10], в качестве граничных условий на входе в НА рекомендуют принимать угол потока, создаваемый только спиральной частью СК. Но в таком случае не учитывается тот факт, что часть решетки НА (в рассматриваемой ПЧ при угле охвата СК $\varphi_{сп} = 180^\circ$ это 16 лопаток, т. е. 50 % от общего числа) обтекается потоком с углом закрутки, существенно отличающимся от рекомендованного. Оставался также неисследованным вопрос, при каких расходах/открытиях решетка НА обеспечивает равномерное в окружном направлении распределение компонент скорости и угла потока на входе в рабочие колеса низконапорных осевых гидротурбин.

Поэтому при исследовании течения во второй расчетной области, включающей по одному каналу НА, РК и отсасывающую трубу, для всех режимных точек были проведены расчеты при трех разных углах натекания на направляющий аппарат: для диапазона углов охвата спиральной камеры $\varphi_{сп}$ от 0 до 180° угол потока перед НА принят $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$, для

диапазона $180-270^\circ$ осредненный угол $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$ и при углах $270-360^\circ - \alpha_{п1} = 73,3^\circ$.

На рис. 3 приведена визуализация течения в области направляющего аппарата при разных углах натекания потока на входе в расчетную область для трех расчетных точек: режим 3, соответствующий режиму оптимального КПД, режим 7 – режим номинальной мощности при расчетном напоре, режим 10 – расчетная точка с максимальным расходом. Для открытий НА, соответствующих углу установки лопасти РК $\varphi_l = 15^\circ$, обтекание лопаток, находящихся в спиральной части камеры, происходит с небольшими положительными углами атаки. Лопатки, находящиеся в открытой части камеры, обтекаются потоком с отрицательными углами атаки, достигающими 30° . Наиболее благоприятное обтекание лопаток при максимальном угле установки лопасти $\varphi = 35^\circ$, наблюдается при угле натекания потока $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$, наименее – при $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$, соответствующему углу потока, создаваемого спиральной частью камеры. Таким образом, 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.

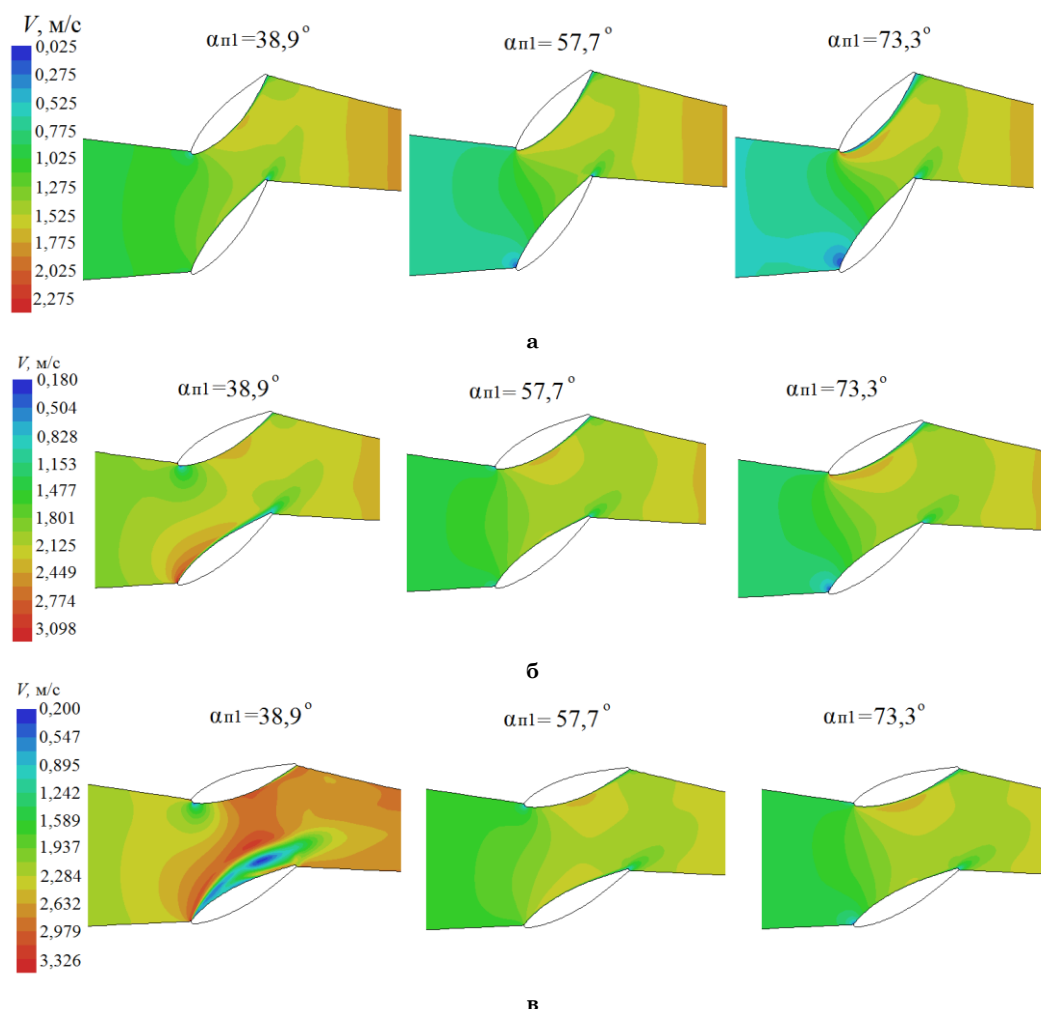


Рисунок 3 – Визуализация течения в области направляющего аппарата для трех расчетных режимов: а – режим 3 ($\varphi_l = 15^\circ$); б – режим 7 ($\varphi_l = 35^\circ$); в – режим 10 ($\varphi_l = 35^\circ$)

На рис. 4 представлено распределение по ширине канала абсолютного угла потока α_1 в сечении перед РК при трех значениях угла потока на входе в расчетную область для четырех расчетных точек: режима оптимального КПД (рис. 4 а); максимального расхода при угле установки лопасти $\varphi_{л} = 15^\circ$ (рис. 4 б), режима номинальной мощности при расчетном напоре (рис. 4 в) и расчетной точки с максимальным расходом (режим 10, рис. 4 г). Как показали проведенные исследования, при расчетных режимах с диапазоном открытий направляющего аппарата $a_0 = 22,5-32,5$ мм ($D_1 = 460$ мм) решетка НА практически выравнивает окружную неравномерность потока, и структура течения на входе в рабочее колесо, а также характер течения в межлопастном канале РК мало зависят от величины входного угла в расчетную область. При дальнейшем

увеличении открытия НА окружная неравномерность компонент скорости и углов потока заметно возрастает. Наиболее неблагоприятная картина наблюдается при обтекании лопаток НА, находящихся в спиральной части СК. Это приводит к существенному ухудшению условий обтекания РК и дополнительным потерям энергии в нем.

На рис. 5 показано распределение относительной скорости в межлопастном канале рабочего колеса на развертках сеточных поверхностей в тангенциальных сечениях для втулочного участка лопасти (10 % b), середины лопасти (50 % b) и на периферии (90 % b) для режима оптимального КПД (режим 3) и для режима номинальной мощности (режим 7).

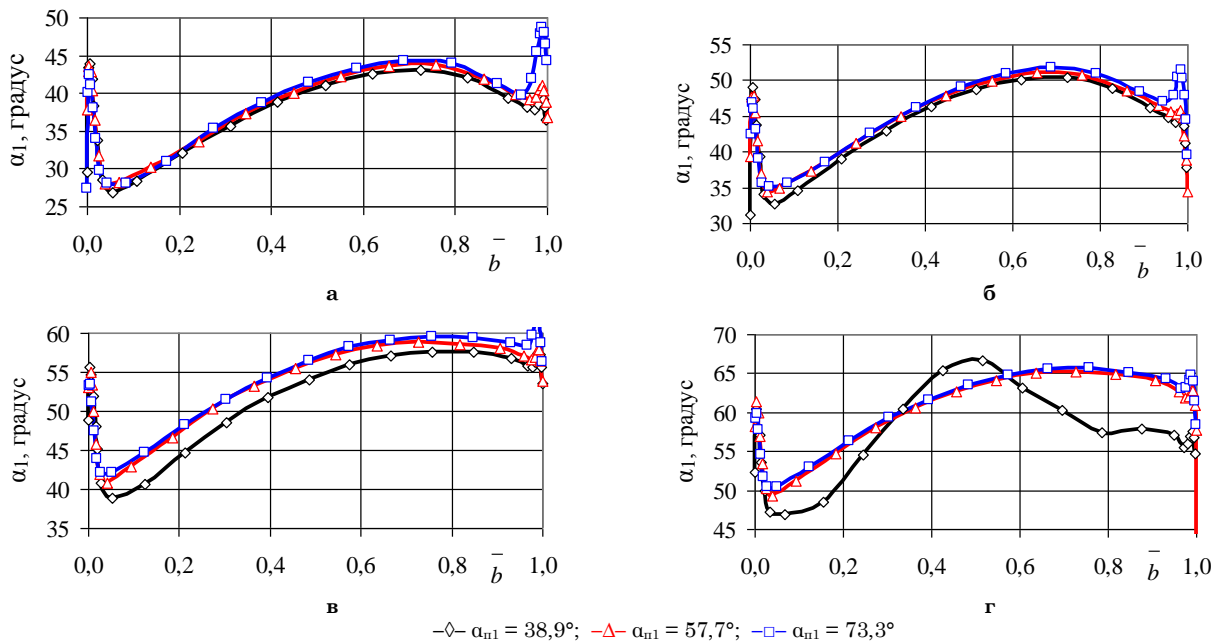


Рисунок 4 – Распределение абсолютного угла потока по ширине канала перед рабочим колесом при разных углах натекания на направляющий аппарат: а – режим 3; б – режим 5; в – режим 7; г – режим 10

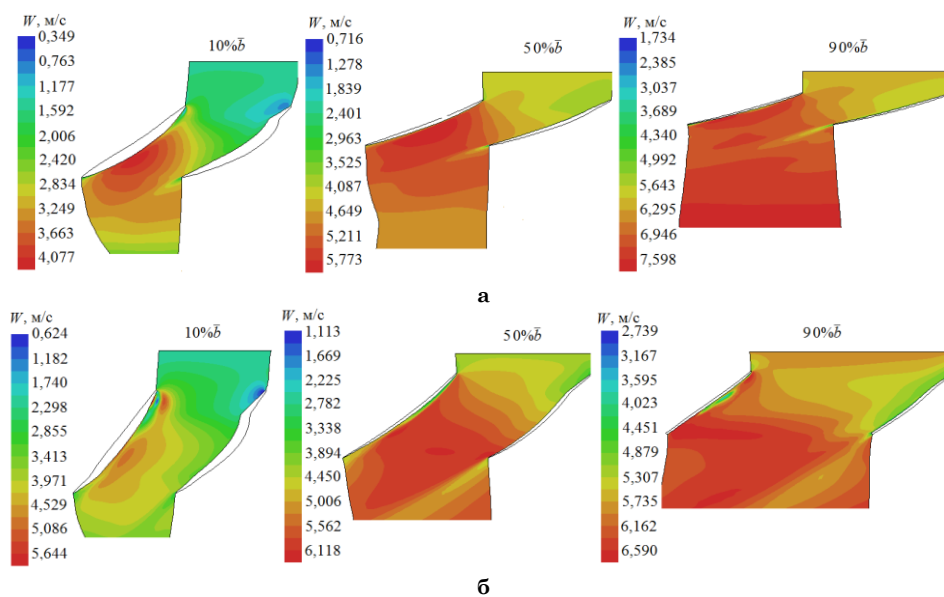


Рисунок 5 – Распределение относительной скорости в межлопастном канале РК: а – режим 3 ($\varphi_{л} = 15^\circ$, $Q_I = 1117,9$ л/с); б – режим 7 ($\varphi_{л} = 35^\circ$, $Q_I = 2131$ л/с)

Как видно из приведенных результатов, для обоих углов установки лопасти обтекание корневой части лопасти происходит с большими положительными углами атаки, уменьшающимися с увеличением расхода. В области входной кромки на лицевой стороне профиля имеется область с меньшими значениями скорости, а на тыльной 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, имеющий большие размеры на периферии лопасти, поскольку там выше уровень скоростей.

В процессе исследований были определены зоны с минимальными значениями давления на стороне разрежения лопасти РК, что позволило вычислить кавитационные показатели ПЧ на всех расчетных режимах. Локальный кавитационный коэффициент σ_l при высоте всасывания $H_s = 0$ определялся по формуле

$$-\sigma_l = \frac{\frac{P_{\min}}{\rho g} - \frac{P_{\max}}{\rho g}}{H}, \quad (4)$$

где P_{\min} – минимальное давление на тыльной стороне лопасти;

P_{\max} – давление на выходе из ПЧ, принятое в расчетах равным 100 кПа (см. выше).

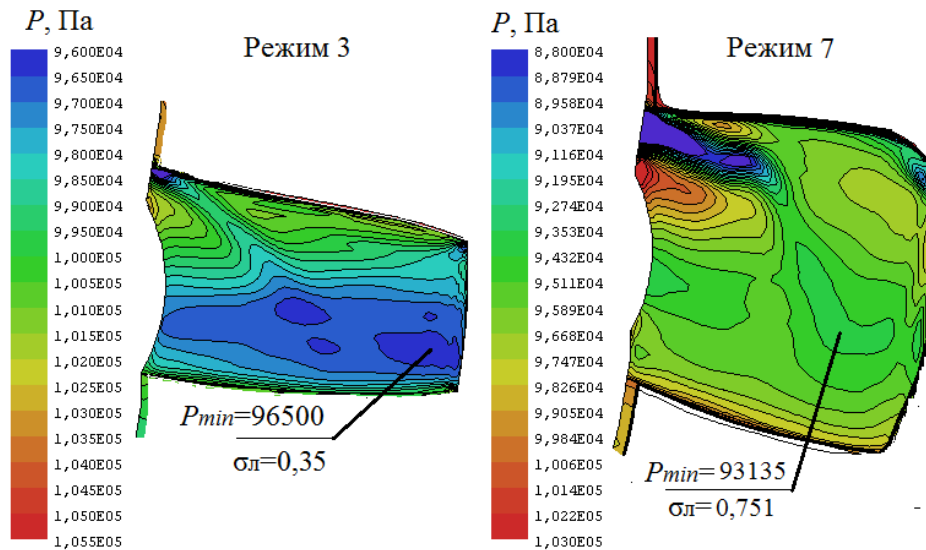


Рисунок 6 – Распределение давления на тыльной стороне лопасти для режимов оптимального КПД (режим 3) и номинальной мощности (режим 7)

На рис. 6 приведено распределение давления вдоль меридиональной проекции тыльной стороны лопасти РК для режимов оптимального КПД и номинальной мощности. Области с минимальным давлением на всех режимах расположены в центральной части лопасти ближе к периферии.

В таблице 2 приведено сравнение расчетных величин локального кавитационного коэффициента σ_l и экспериментальных значений кавитационного коэффициента турбины σ_T , взятых из универсальной характеристики. Видно, что имеет место удовлетворительное соответствие приведенных в таблице величин. Это позволяет обоснованно оценивать при помощи программного комплекса *IPMFlow* кавитационные качества модернизируемых и вновь проектируемых РК осевых вертикальных гидротурбин.

Течение жидкости в отсасывающей трубе для всех исследуемых режимов характеризуется существенной неравномерностью значений скорости (рис. 7). В вертикальном диффузоре за обтекателем и в колене отсасывающей трубы наблюдается вихревой жгут. В колене и в горизонтальном диффузоре имеются так называемые застойные зоны, где скорость потока близка к нулю. Эти зоны меняют свое положение в зависимости от режима работы гидротурбины.

В выходном сечении на всех режимах наблюдаются области с проточками, в которых имеют место отрицательные значения расходной составляющей скорости (рис. 8 б). Максимальные значения скорости потока в выходном сечении трубы отмечены у левой по ходу движения жидкости стенки горизонтального диффузора.

Таблица 2 – Экспериментальные и расчетные кавитационные показатели

Параметр	Режим				
	1	2	3	4	5
$\varphi_l = 15^\circ$					
σ_l расчет	0,27	0,28	0,35	0,41	0,52
σ_T эксперимент	0,23	0,30	0,32	0,37	0,45
$\varphi_l = 35^\circ$					
σ_l расчет	0,625	0,751	0,79	0,85	–
σ_T эксперимент	0,64	0,75	0,87	1,01	–

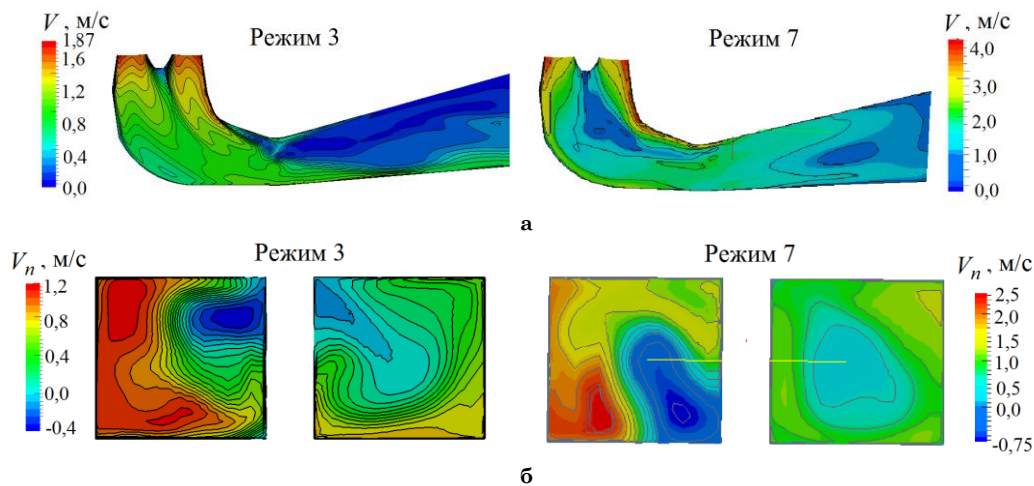


Рисунок 7 – Визуализация течения в отсасывающей трубе для режимов оптимального КПД (режим 3) и номинальной мощности (режим 7): а – поле абсолютной скорости в поперечном сечении; б – поле нормальной скорости на выходе из трубы

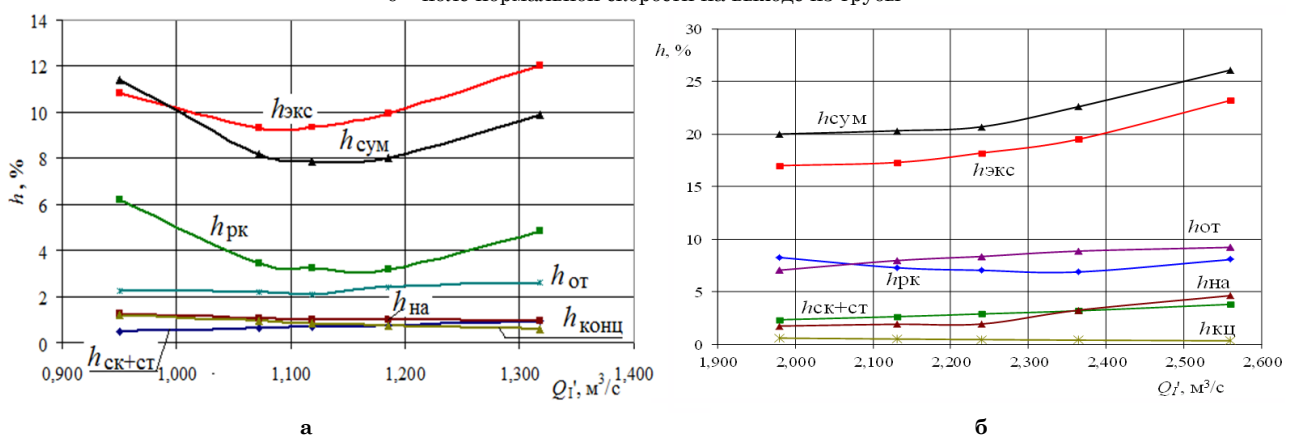


Рисунок 8 – Зависимость потерь энергии в элементах проточной части от расхода: а – при оптимальном угле установки лопасти РК $\varphi_l = 15^\circ$; б – при максимальном угле установки лопасти РК $\varphi_l = 35^\circ$

Проведенные исследования позволили определить интегральные характеристики проточной части и потери энергии в отдельных ее элементах. На рис. 8 приведены зависимости суммарных потерь в проточной части и их составляющих от расхода для угла установки лопасти $\varphi_l = 15^\circ$ и $\varphi_l = 35^\circ$. Потери в подводе ($h_{ск+ст}$) вычислялись как разность полной энергии на входе в спираль и выходе из статора. Потери в НА ($h_{на}$) рассчитывались путем осреднения результатов расчетов при различных углах натекания на входе в расчетную область 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.

При оптимальном угле установки лопасти РК $\varphi_l = 15^\circ$ (рис. 8 а) потери энергии в спиральной камере и статоре растут с увеличением расхода по квадратичной зависимости, и их минимум составляет 0,67 %. В решетке НА большие потери энергии получены при меньших значениях открытия НА и меньших значениях расхода. С увеличением открытия НА потери снижаются, их минимальное значение составляет 1,04 %. Суммарные потери в подводе гидротурбины (СК, статор, НА) при угле установки лопасти РК $\varphi_l = 15^\circ$

изменяются незначительно и в оптимуме составляют 1,71 %. Минимум потерь энергии в РК $h_{рк}$ наблюдается при режиме 4 и составляет 3,14 %. Минимум гидравлических потерь в отсасывающей трубе $h_{от}$ составляет 2,11 %, он расположен вблизи режима оптимального КПД. Минимальные суммарные потери энергии $h_{сум}$ в рассмотренных элементах проточной части с учетом концевых потерь в РК $h_{кц}$, определенных по методике, приведенной в [12], равны 7,85 % и соответствуют режиму оптимального КПД.

Характер изменения потерь энергии в РК определяет положение минимума суммарных потерь во всей проточной части и фактически формирует оптимум универсальной характеристики гидротурбины. Отличие экспериментальных $h_{экс}$ и расчетных значений потерь в оптимуме характеристики составляет 1,5 %. Разность значений гидравлических потерь объясняется допущениями, принятыми при численных исследованиях и погрешностью испытаний на гидродинамическом стенде.

При угле установки лопасти РК $\varphi_l = 35^\circ$ увеличивается расход и соответственно повышаются скорости потока и возрастают потери энергии во всех

элементах ПЧ (рис. 8 б). В спиральной камере и статоре при режиме номинальной мощности (режим 7) потери составляют 2,64 %, при максимальном значении расхода (режим 10) – 3,81 %. В решетке НА в этих расчетных точках они достигают значений соответственно 1,91 и 4,64 %. В РК минимальные потери энергии, равные 6,8 %, получены при расходе $Q_1' = 2\ 300$ л/с. Потери в отсасывающей трубе плавно возрастают с повышением расхода, при режиме номинальной мощности (№ 7) они составляют 7,97 %, при максимальном расходе (режим 10) – 9,23 %. Расчетные суммарные потери в проточной части также возрастают с увеличением расхода. Кривые расчетных и экспериментальных суммарных потерь имеют идентичную форму, но расчетная имеет более высокие – на 2,5–3 % – значения. Планируется провести исследования для расчетной области, включающей межлопастные каналы НА и РК и отсасывающую трубу, и для режимов с углом установки лопасти $\varphi_{л} = 35^\circ$, что даст возможность уточнить значения потерь в отсасывающей трубе и суммарных потерь в целом.

3. Выводы

Выполненные расчетные исследования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины ПЛ 20/3271у Кременчугской ГЭС позволили получить новые данные о структуре потока во всех элементах проточной части в широком диапазоне режимов работы. Исследовано влияние угла натекания потока на направляющий аппарат на характеристики течения жидкости в проточной части. Установлен диапазон открытий направляющего аппарата ($a_0 = 22,5\text{--}32,5$ мм), при котором обеспечивается равномерное распределение параметров потока в окружном направлении на входе в рабочее колесо и, как следствие, более благоприятные условия его обтекания. Определены интегральные энергетические и кавитационные показатели проточной части. Сравнение результатов численных исследований с экспериментальными данными показало их хорошее количественное и качественное соответствие. В настоящее время проводятся исследования по гидродинамическому совершенствованию проточной части методом пространственного профилирования лопастей рабочего колеса.

Mathematical simulation of fluid flow and analysis of flow pattern in the flow path of low-head Kaplan turbine

Rusanov, A. V.¹⁾, Khoryev, O. N.²⁾, Riabova, S. A.³⁾, Kosianov, D. Y.⁴⁾, Sukhorebryi, P. N.⁵⁾, Kurskaya, N. M.⁶⁾

1), 2), 4), 5), 6) *Podgorny institute for mechanical engineering problems, Pozharsky str., 2/10, 61046, Kharkiv, Ukraine;*

3) *PJSC "Turboatom", 199, Moskovsky Av., 61037, Kharkiv, Ukraine*

The results of numerical investigation of spatial flow of viscous incompressible fluid in flow part of Kaplan turbine PL20 Kremenchug HPP at optimum setting angle of runner blade $\varphi_b = 15^\circ$ and at maximum setting angle $\varphi_b = 35^\circ$ are shown. The flow simulation has been carried out on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. The differential two-parameter model of Menter (SST) has been applied to take into account turbulent effects. Numerical integration of the equations is carried out using an implicit quasi-monotone Godunov type scheme of second - order accuracy in space and time. The calculations have been conducted with the help of the software system IPMFlow. The analysis of fluid flow in the flow part elements is shown and the values of hydraulic losses and local cavitation coefficient have been obtained. Comparison of calculated and experimental results has been carried out.

Keywords: numerical simulation, viscous flow, flow part, Kaplan turbine, energy losses.

Математичне моделювання течії рідини та аналіз структури потоку в проточній частині низьконапірної осьової гідротурбіни

А. В. Русанов¹⁾, О. М. Хорев²⁾, С. О. Рябова³⁾, Д. Ю. Косьянов⁴⁾, П. М. Сухоробрий⁵⁾, Н. М. Курська⁶⁾

1), 2), 4), 5), 6) *Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, вул. Пожарського, 2/10, 61046, м. Харків, Україна;*

3) *ПАТ «Турбоатом», просп. Московський, 199, 61037, м. Харків, Україна*

Наведено результати чисельного дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині осьової поворотно-лопаєвої гідротурбіни ПЛ20 Кременчугської ГЕС при оптимальному куті установки лопаті робочого колеса $\varphi_{л} = 15^\circ$ та при максимальному куті $\varphi_{л} = 35^\circ$. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містять штучну стисливість. Для обліку турбулентних ефектів застосовано двопараметричну модель турбулентності Ментера (SST). Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом. Розрахунки проведені за допомогою програмного комплексу IPMFlow. Наведено аналіз структури течії рідини в елементах проточної частини, одержавно значення гідравлічних втрат і локального кавітаційного коефіцієнта. Проведено порівняння розрахункових та експериментальних результатів.

Ключові слова: чисельне моделювання, в'язка течія, проточна частина, осьова гідротурбіна, втрати енергії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Линник А. В. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции / А. В. Линник, С. А. Рябова, В. Д. Варенко и др. // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 3. – С. 12–19.
2. Семенова А. В. Применение метода многоцелевой оптимизации для проектирования формы лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины / А. В. Семенова, Д. В. Чирков, В. А. Скороспелов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Том 15, № 4 (2). – С. 588–593.
3. Семенова А. В. Многоцелевое оптимизационное проектирование формы лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины / А. В. Семенова, Д. В. Чирков, В. А. Скороспелов. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2015. – 1 (214). – С. 59–70.
4. Русанов А. В. Влияние сложного навала рабочих и направляющих лопаток ЦВД паровой турбины на аэродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, Ю. П. Волков // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – Вып. 3 (13). – С. 93–97.
5. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой гидротурбины / В. С. Квятковский. – Москва : Машгиз, 1951–1952. – Ч. 1–2. – 346 с.
6. Исследование нестационарностей в проточной части гидротурбин Сальто-Гранде и других : Заключительный отчет / ХПИ ; рук. Ю. Д. Погорелов. – УДК 621.224.35.001.57 ; ГР 75052630 ; Хоздоговор 29422. – Харьков, 1978. – 283 с.
7. Motycak, L. Kaplan turbine tip vortex cavitation - analysis and prevention / L. Motycak, A. Skotak, R. Kupcik // Proc. of the 26th IAHR Symp., Beijing, China, 2012. – P. 1–8.
8. Experimental study of cavitation in a Kaplan model turbine / Mikael Grekula and Göran Bark. // Chalmers University of Technology. Göteborg, Sweden. CAV2001:sessionB9.004.
9. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. Монография / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с.
10. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые. – Ленинград : 1984. – 263 с.
11. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7.
12. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических машин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Ленинград : Машиностроение, 1978. – 280 с.

REFERENCES

1. Linnik, A. V., Ryabova S. A., Varenko, V. D. Et al. (2016). Raschetnye i eksperimental'nye issledovaniya protochnykh chastej PL20 dlya modernizacii gidroturbin Kremenchugskoj gidroehlektrostantsii [Computational and experimental studies of flow parts PL20 for modernization of hydraulic turbines of Kremenchug hydropower plant]. *Problemy mashinostroeniya*, Volume 19, Issue 3, 12–19 [in Russian].
2. Semenova, A. V., Chirkov, D. V., Skorospelov, V. A. (2013). Primenenie metoda mnogocelevoj optimizacii dlya proektirovaniya formy lopasti rabocheho kola povorotno-lopastnoj gidroturbiny [The application of the method of multi-objective optimization to design the shape of the runner blades of Kaplan turbine]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, Volume 15, Issue 4 (2), 588–593 [in Russian].
3. Semenova, A. V., Chirkov, D. V., Skorospelov, V. A. (2015). Mnogocелевое optimizacionnoe proektirovanie formy lopasti rabocheho kola povorotno-lopastnoj gidroturbiny [Multi-purpose optimization design of the shape of the runner blades of Kaplan turbine]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*, No. 1 (214), 59–70 [in Russian].
4. Rusanov, A. V., Volkov, Yu. P. (2008). Vliyanie slozhnogo navala rabochih i napravlyayushchih lopatok CVD parovoy turbiny na aehrodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti [The influence of the complex offsets of the strike blades and vanes of high-pressure casing of the steam turbine on the aerodynamic characteristics of flow part]. *Kompressornoe i ehnergeticheskoe mashinostroenie*, No. 3 (13), 93–97 [in Russian].
5. Kvyatkovskij, V. S. Rabochij process osevoj gidroturbiny CH. 1–2 [The working process of the Kaplan turbine Ch. 1–2]. Moscow, Mashgiz, 1951–1952 [in Russian].
6. Issledovanie nestacionarnostej v protochnoj chasti gidroturbin Sal'to-Grande i drugih : Zaklyuchitel'nyj otchet [The study of nonstationarity in a flow part of turbines of the Salto Grande and others] / HPI ; ruk. YU. D. Pogorelov. – UDK 621.224.35.001.57 ; GR 75052630 ; Hozdogovor 29422. – H., 1978. – 283 s [in Russian].
7. Motycak, L., Skotak, A., Kupcik, R. (2012). Kaplan turbine tip vortex cavitation – analysis and prevention. *Proc. of the 26th IAHR Symp.*, Beijing, China, 1–8.
8. Grekula, M., Bark, G. (2001). Experimental study of cavitation in a Kaplan model turbine. *Chalmers University of Technology*. Göteborg, Sweden. CAV2001 : session B9.004.
9. Rusanov, A. V., Ershov, S. V. (2008). Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnykh gazodinamicheskikh processov v protochnykh chastyah turbomashin [Mathematical modeling of unsteady gas-dynamic processes in flowing parts of turbo machines]. Monografiya, Kharkiv, Institut problem mashinostroeniya NAN Ukrainy [in Russian].
10. OST 108.023.15–82 (1984). Turbiny gidravlicheskie vertikal'nye povorotno-lopastnye osevye i radial'no-osevye [Turbines hydraulic vertical Kaplan and Francis]. St. Petersburg [in Russian].
11. Rusanov, A. V., Kos'yanov, A. V. (2009). Chislennoe modelirovanie techenij vyazkoj neshzhimaemoj zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoj kvazimonotonnoj skhemy Godunova povyshennoj tochnosti [Numerical simulation of viscous incompressible fluid flow using quasimonotone implicit Godunov scheme of high accuracy]. *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovykh tekhnologij*, No. 5, 4–7 [in Russian].