

A. V. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, В. Н. ДЕДКОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ НАСОС-ТУРБИНЫ НА УСЛОВИЯ КАНЕВСКОЙ ГАЭС

Представлена методика и результаты выбора расчетных параметров проточной части радиально-осевой насос-турбины повышенной быстроходности на напор до 120 м на условия Каневской ГАЭС. С помощью программного комплекса «Колесо» спроектировано рабочее колесо и определено его предварительные кинематические и энергетические показатели в турбинном и насосном режиме. Профилирование поверхности лопасти рабочего колеса проведено методом решения дифференциального уравнения линии тока в плане. С помощью программного комплекса *IPMFlow* выполнено численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в проточной части. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части насос-турбины выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности SST Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квази-монотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Дискретизация исследуемой расчетной области, включающей по одному каналу направляющего аппарата и рабочего колеса, выполнена с помощью структурированной сетки с шестигранными ячейками. На основе анализа структуры потока и гидравлических потерь проведена модификация рабочего колеса за счет уменьшения угла охвата лопасти и выполнено численное исследование течения в модернизированной проточной части. Пересчет теоретической напорной характеристики модели на натурные условия Каневской ГАЭС и зависимость КПД от подачи в насосном режиме показывают, что разработанная лопастная система рабочего колеса обеспечивает показатели, удовлетворяющие требованиям технического задания на проектирование насос-турбины. В турбинном режиме улучшение структуры потока на периферийном участке лопасти рабочего колеса привело к повышению его энергетических качеств: гидравлические потери в направляющем аппарате практически не изменились, потери в рабочем колесе при оптимальном режиме снизились на 0,65 %.

Ключевые слова: насос-турбина, рабочее колесо, проточная часть, пространственное течение, структура потока, численное исследование.

A. V. РУСАНОВ, О. М. ХОРЄВ, В. М. ДЄДКОВ

ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ НАСОС-ТУРБИНИ НА УМОВИ КАНІВСЬКОЇ ГАЕС

Представлено методику і результати вибору розрахункових параметрів проточної частини радіально-осьової насос-турбіни підвищеної швидкохідності на напір до 120 м на умови Канівської ГАЕС. За допомогою програмного комплексу «Колесо» спроектовано робоче колесо і визначено його попередні кінематичні і енергетичні показники в турбінному і насосному режимі. Профілювання поверхні лопаті робочого колеса проведено методом розв'язання диференціального рівняння лінії струму в плані. За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* виконано чисельне дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині насос-турбіни виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для обліку турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності SST Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазі-монотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом. Дискретизація досліджуваної розрахункової області, що включає по одному каналу направляючого апарату і робочого колеса, виконана за допомогою структурованої сітки з шестигнутими комірками. На основі аналізу структури потоку в проточній частині і гідрравлічних втрат в ній проведено модифікацію робочого колеса за рахунок зменшення кута лопаті в плані та виконано чисельне дослідження течії в модернізованій проточній частині. Перерахунок теоретичної напірної характеристики моделі на натурні умови Канівської ГАЕС і залежність ККД від подачі в насосному режимі показують, що розроблена лопатєва система робочого колеса забезпечує показники, що задовольняють вимогам технічного завдання на проектування насос-турбіни. В турбінному режимі поліпшення структури потоку на периферійній ділянці лопаті робочого колеса призвело до підвищення його енергетичних якостей: гідрравлічні втрати в напрямуючому апараті практично не змінилися, а втрати в робочому колесі при оптимальному режимі знизилися на 0,65 %.

Ключові слова: насос-турбіна, робоче колесо, проточна частина, просторова течія, структура потоку, чисельне дослідження.

A. V. RUSANOV, O. N. KHORYEV, V. N. DEDKOV

THE RUNNER DESIGN OF THE RADIAL-AXIAL PUMP-TURBINE FOR THE CONDITIONS OF KANIV PSPP

The method and the results of the design parameters selection of the flowing part of the radial-axial pump-turbine of high specific speed at head up to 120 m for the conditions of the Kaniv PSPP are presented. The blade has been designed with the help of the software complex «Runner» and its preliminary kinematic and energy characteristics have been determined in the turbine and pump modes. The surface of the runner blade was profiled using the method of solving the differential equation of the streamline in plan. A numerical study of the spatial viscous fluid flow in the flowing part using the software program *IPMFlow* has been performed. The fluid flow simulation on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility has been implemented. 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 sampling of the computational domain under investigation, including one channel of the guide vane and the runner, was performed using a structured grid with hexagonal cells. Based on the analysis of the flow structure and hydraulic losses the blade has been modified and a numerical study of the flow in the upgraded flowing part has been carried out. The recalculation of the theoretical head characteristic of the model to the full-scale conditions of Kaniv PSPP and the efficiency dependence on discharge in pump mode shows that the developed runner blading provides performance that meets the requirements of the draft proposal for designing of pump-turbine. In the turbine mode, the improvement of the flow structure on the peripheral area of the runner blade led to an increase of its energy qualities: the hydraulic losses in the guide vanes practically did not change, the losses in the runner at the optimum operation decreased by 0,65 %.

Keywords: pump-turbine, runner, flow part, spatial flow, flow structure, numerical research.

Введение. Практически во всех странах мира крупные электростанции работают совместно в единых энергосистемах. В практике эксплуатации энергетических систем развитых стран принято считать, что в энергообъединениях с преимуществом генерации АЭС и ТЭС доля ГЭС и ГАЭС в структуре мощностей должна составлять не менее 15 %. Кроме того, работа оборудования ТЭС и АЭС со значительным изменением нагрузки по времени, частые остановки и пуски агрегатов приводят к снижению КПД, перерасходу топлива, ускоренному износу оборудования, повышению себестоимости электроэнергии и повышению вероятности аварийных ситуаций. Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы эти станции работали практически с постоянной мощностью, а для маневрирования мощностью в течение суток использовать ГЭС и ГАЭС. В связи с расширяющимся использованием в странах Европейского союза ветровой и солнечной энергии, которые характеризуются непостоянством генерации в течение суток, также возникает необходимость аккумулирования электроэнергии в значительных объемах. В настоящее время 99 % аккумулирующих мощностей в мире обеспечивают ГАЭС, их общее количество составляет более 460, а суммарная мощность составляет около 300 млн. кВт.

В балансе мощностей энергосистемы Украины доля ГЭС и ГАЭС в настоящее время не превышает 9 %, что обуславливает острый дефицит в покрытии переменных составляющих пиковых графиков нагрузок и затрудняет сбалансированную работу Единой энергетической системы [1, 2, 3, 4]. Потребность в пиковых мощностях возрастает с каждым годом из-за увеличения доли генерации на АЭС и уменьшения ее на ТЭС. О необходимости и перспективе развития данного направления в отечественной энергетике свидетельствует тот факт, что мощность ГАЭС в Европе составляет 45 ГВт, в то время как в Украине немногим больше 1,5 ГВт. Введение в эксплуатацию новых блоков гидроаккумулирующих электростанций и, в том числе, четырех агрегатов Каневской ГАЭС позволит:

- дополнительно вырабатывать электроэнергию в объеме более 1 млрд. кВт часов в год;
- внести вклад в обеспечение энергонезависимости и энергобезопасности Украины за счет сокращения потребления природного газа на 120 млн. куб. м в год, а также импортного угля около 0,5 млн. тонн в год;
- обеспечить покрытие пиковых графиков нагрузок для сбалансированной работы Единой энергетической системы Украины с одновременным продлением ресурса имеющегося оборудования ТЭС и повышения безопасности работы АЭС;
- обеспечить возможность и перспективу аккумулирования электроэнергии в значительных объемах при расширяющемся использовании возобновляемых источников энергии, которые характеризуются непостоянством генерации в течение суток;
- обеспечить загрузку отечественных предприятий,

которые в состоянии производить практически все необходимое гидромеханическое и электроэнергетическое оборудование для ГЭС и ГАЭС.

В настоящей работе представлено описание основных этапов проектирования рабочего колеса (РК) высокоэффективной радиально-осевой насос-турбины с использованием современных программных комплексов на параметры, которые ранее не применялись в отечественном гидротурбостроении. Разрабатываемая проточная часть предназначена для использования в условиях вновь проектируемой Каневской и подобных ГАЭС на напоры 70–120 м.

1. Постановка задачи и объект исследования.

Успешное решение задачи создания высокоэффективного оборудования для ГАЭС во многом зависит от правильного выбора расчетных параметров, соответствующим заданным условиям, определяющим геометрию элементов проточной части и ее энергетические показатели [5]. Для вновь проектируемых ГАЭС выбор расчетных параметров можно осуществить на основании модельных характеристик ранее разработанных в ИПМаш НАН Украины насос-турбин, обобщенных в работе [6]. В этой статье приведены зависимости расчетных параметров в турбинном и насосном режимах от напора. В случае отсутствия аналогов для проектирования возникает необходимость определения требуемых параметров расчетным путем на основании разработанной в ИПМаш НАН Украины методики [7] расчета и проектирования геометрии элементов проточной части с определением прогнозных показателей, вновь разработанных насос-турбин. Окончательная оценка прогнозных энергокавитационных показателей с учетом взаимного влияния элементов проточной части может быть проведена с помощью численного моделирования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части с использованием разработанного в отделе гидроаэромеханики программного комплекса *IPMFlow* [8] или на гидродинамическом стенде. В качестве объекта исследования выбрана вновь разработанная проточная часть насос-турбины Каневской ГАЭС быстроходностью 250.

В соответствии с техническим заданием, разработанным ОАО «Укргидропроект» насос-турбина Каневской ГАЭС проектируется на следующие основные натурные параметры:

- частота вращения, мин⁻¹: 136,4;
- напор расчетный в турбинном режиме, м: 95;
- напор расчетный в насосном режиме, м: 101,6;
- мощность в турбинном режиме, МВт: 253;
- мощность в насосном режиме, МВт: 260;
- подача, м³/с: 237,4;
- высота всасывания, м: –15,0;

Опыт создания насос-турбин показывает, что при разработке гидромеханического оборудования для ГАЭС определяющим является насосный режим. Это связано с необходимостью получения на режиме

расчетной подачи Q_n заданной величины напора H_n при обеспечении требуемой величины заглубления H_s , необходимой для надежной эксплуатации. Заданные величины могут быть обеспечены при определенной частоте вращения рабочего колеса n_c и связаны между собой известной формулой для определения быстроходности. В соответствии с работой [7] в зависимости от величины быстроходности определяются геометрические и расчетные параметры проточной части, максимально достижимый уровень КПД, форма напорной характеристики и т.д. Величина быстроходности определяется по формуле:

$$n_{\text{сн}} = \frac{3,65n\sqrt{Q_n}}{H_n^{0,75}},$$

что позволит определить значение кавитационного коэффициента ГАЭС

$$\sigma_{\text{ГАЭСн}} = 4,97(n_{\text{сн}}/3,65)^{0,93} \cdot 10^{-3}$$

и высоту всасывания на станции

$$H_s = 10 - \sigma_{\text{ГАЭСн}} H_n.$$

Для выбранной величины быстроходности, используя заданную частоту вращения n_c , находим коэффициент окружной скорости K_{UH} и значение диаметра РК:

$$K_{UH} = 0,875 + 1,07 n_{\text{сн}} \cdot 10^{-3}$$

$$D_1 = \frac{60}{\pi n_c} K_{UH} \sqrt{2gH_n}.$$

В соответствии с практикой гидротурбостроения выразим величины частоту вращения n_c и подача Q_n в виде приведенных величин по формулам:

$$Q'_{IH} = 0,104875 \cdot 10^{-4} (n_{\text{сн}} / K_{UH});$$

$$n'_{IH} = 84,6 K_{UH}.$$

Как показывает опыт, соотношение между быстроходностями в оптимумах насосного и турбинного режимов составляет $n_{\text{сн}}/n_{\text{сТ}} = (1,08-1,12)$, что позволяет определить приведенную частоту вращения в оптимуме турбинной характеристики по данным работы [7] и вычислить величину расчетного расхода:

$$Q'_{IT} = \left(\frac{n_{\text{сТ}}}{3,65n'_I} \right)^2 \frac{1}{\eta_r},$$

$$n'_{IT} = \frac{n_c D_1}{\sqrt{H_r}}.$$

В соответствии с работами [7, 8] исходными данными для расчета РК гидротурбины являются величины приведенного расхода Q'_I , м³/с, и приведенной частоты вращения n'_I , мин⁻¹ в турбинном режиме (табл. 1). Полученные значения приведенного расхода и частоты вращения позволяют рассчитать геометрию обводов РК, которая в

основном определяет геометрию остальных элементов проточной части. Также эти параметры позволяют выполнить расчет и профилирование лопастных систем РК, направляющего аппарата (НА) и статора со спиральной камерой, а также провести выбор отсасывающей трубы.

Ниже приведены значения полученных расчетных параметров, которые должны обеспечить прогнозные параметры насос-турбины Каневской ГАЭС.

Таблица 1

Параметры	Значения
Быстроходность $n_{\text{сн}}$, мин ⁻¹	253,0*
Частота вращения n_c , мин ⁻¹	136,4
Диаметр D_1 , м	6,75*
Приведенная подача, Q'_{IH} , м ³ /с	0,510
Приведенная частота вращения, n'_{IH} , мин ⁻¹	97,0
Приведенный расход в оптимуме, Q'_{IT} , м ³ /с	0,620
Приведенная частота вращения в оптимуме, n'_{IT} , мин ⁻¹	82,0
* – уточняется в процессе проектирования и эксперимента	

2. Расчет и профилирование рабочего колеса.

Разработка лопастной системы РК представляет собой достаточно длительный итерационный процесс, осуществляемый в режиме диалога и включающий на отдельных этапах проектирования задачи синтеза и анализа с последующей экспериментальной проверкой. В ИПМаш НАН Украины накоплен определённый опыт по созданию методик проектирования и прогнозирования энергокавитационных характеристик радиально-осевых РК насос-турбин в диапазоне быстроходностей $n_{\text{сн}} = 100-250$ [6, 7]. Разработан программный комплекс «Колесо», который позволяет спроектировать лопастную систему на заданные расчетные параметры на основе совместного решения обратной задачи по усовершенствованной методике и прямой задачи потенциального обтекания решеток профилей по методике ЦКТИ [9]. В результате определяются кинематические параметры потока, распределение величин скорости и давления по контуру расчетных профилей лопасти, а также значения гидравлических потерь в них. При проведении расчетов оценивается влияние геометрических параметров лопастных систем (величины лопастных углов на напорной β_1 и всасывающей β_2 кромках, угла охвата лопасти в плане θ , количества лопастей z , формы меридианного сечения и ширины РК на входе b_0 и выходе b_2 , толщины лопасти δ и др.) на энергетические и кавитационные показатели гидромашин, а также выбрать их рациональное сочетание.

В соответствии с выбранными расчетными параметрами турбинного режима, высота РК Каневской ГАЭС на напорной кромке принята равной $b_0 = 0,25D_1$, диаметр выхода из рабочего колеса равен $D_0 = 0,85D_1$, количество лопастей 9. Для полученного расчетом меридионального сечения РК выполнено построение меридионального равноскоростного

потока, проведен выбор очертаний напорной и всасывающей кромок и определены углы установки лопасти на кромках.

Профилирование поверхности лопасти РК проведено методом решения дифференциального уравнения линии тока в плане для лопасти постоянной толщины и числа лопастей $z = 9$:

$$d\theta = \frac{ds}{r \operatorname{tg} \beta},$$

полный угол охвата θ определяется интегралом:

$$\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{ds}{r \operatorname{tg} \beta}.$$

Поскольку установить аналитическую зависимость между углом лопасти β_{ni} и радиусом r_i нет возможности, приведенный выше интеграл решается методом численного интегрирования. Для определения величины подинтегральной функции необходимо задаться законом изменения относительной скорости W в границах от радиуса входной кромки r_1 к радиусу выходной кромки колеса r_2 с учетом стеснения потока. Тогда значение текущего лопастного угла можно определить:

$$\sin \beta_{ni} = \frac{z\delta}{2\pi r_i} + \frac{V_{mi}}{W_i}.$$

В первом приближении распределение W от входной (W_1) до выходной кромки (W_2) принимается по прямой линии. После этого определяется угол охвата θ и сравнивается с заданным. Если полученное значение не отвечает заданной точности решения, то задаются новым распределением W – по параболе. Зависимость $W = f(l_m)$ предлагается принимать в виде кривой с возможностью изменения координаты относительного положения максимального прогиба.

Таким образом, получаем зависимость $\theta = f(r)$ для всех расчетных линий тока. Полученная совокупность расчетных линий тока создает срединную поверхность лопасти. На рис. 1 приведено меридиональное сечение срединной поверхности лопасти РК, спроектированное по описанной выше методике. Этому РК был присвоен номер ОРО120/5247.

На следующем этапе было проведено решение прямой задачи обтекания РК по методике ЦКТИ. Осредненные суммарные гидравлические потери в РК в турбинном режиме определялись как сумма осредненных профильных, циркуляционных и ударных потерь, а в насосном – как сумма осредненных профильных и ударных. Расчет проводился для девяти линий тока, после чего выполнялось осреднение потерь по размаху лопасти. Далее проводилась оптимизация геометрических параметров периферийного сечения, показатели которого оказывают наибольшее влияние на осредненные энергокавитационные показатели лопасти РК. После оптимизации периферийного

сечения был проведен перерасчет всей лопасти с учетом изменения геометрических параметров на всех линиях тока, а также расчет дополнительных режимов. После этого строилась расчетная характеристика и проверялось соответствие оптимума расчетным режимным параметрам.

Как показали результаты расчета по 2D методу в турбинном режиме, минимум потерь в РК получен при режиме, соответствующем расчетным параметрам, и составляет 2,55 %. Результаты расчета показателей лопастной системы в насосном режиме показывают, что величина минимальных осредненных суммарных потерь находится на том же уровне.

Результаты пересчета теоретической напорной характеристики $H = f(Q)$ модели на натурные условия Каневской ГАЭС и зависимость КПД от подачи приведены на рис. 2 и показывают, что разработанная лопастная система РК обеспечивает показатели, удовлетворяющие требованиям технического задания на проектирование Каневской ГАЭС.

Геометрические параметры остальных элементов проточной части (ПЧ) быстроходной насос-турбины: спиральной камеры [10], статора, НА [11] и отсасывающей трубы приведены в работе [12]. Для более детального изучения рабочего процесса в ПЧ, обоснованного поиска путей повышения эффективности насос-турбины в обоих режимах с учетом взаимного влияния элементов проточной части, было проведено исследование пространственного течения несжимаемой вязкой жидкости в области НА и РК. Численное моделирование рабочего процесса позволяет заменить дорогостоящие исследования на гидродинамических стендах и применяется как зарубежными [13, 14, 15], так и отечественными исследователями [16, 17, 18].

3. Математическая модель. В программном комплексе *IPMFlow* моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидромашин выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности *SST* Ментера [19, 20]. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазилинейной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени.

Дискретизация исследуемой расчетной области выполнена с помощью структурированной сетки с шестиугольными ячейками. Число ячеек в одном межлопаточном канале в решетке НА – 415 тыс., а в одном межлопаточном канале в решетке РК – 829 тыс.

Условия, задаваемые на границах расчетной области:

- на входе в решетке НА – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из канала решетки РК – статическое давление 100 000 Па.

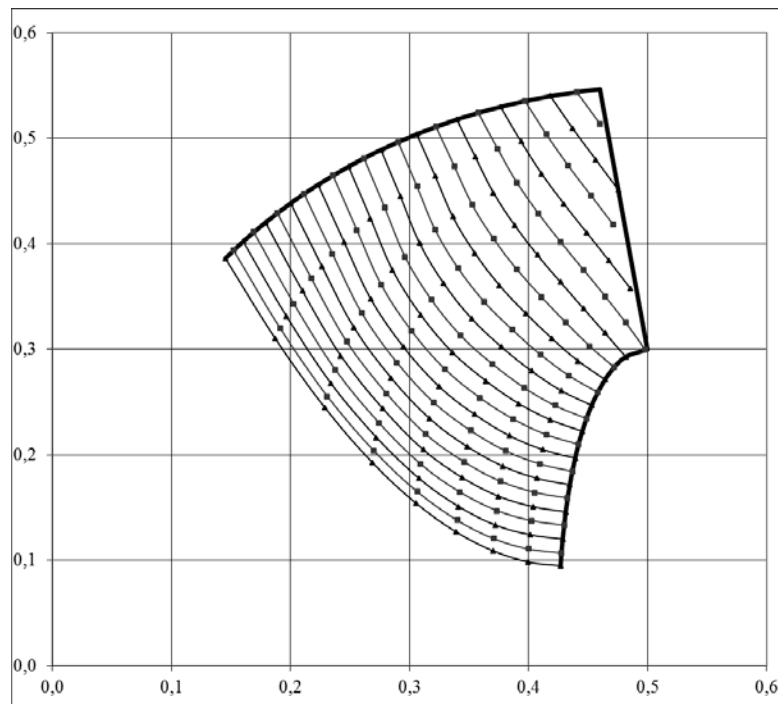


Рис. 1. Меридиональное сечение срединной поверхности лопасти РК ОРО120/5247

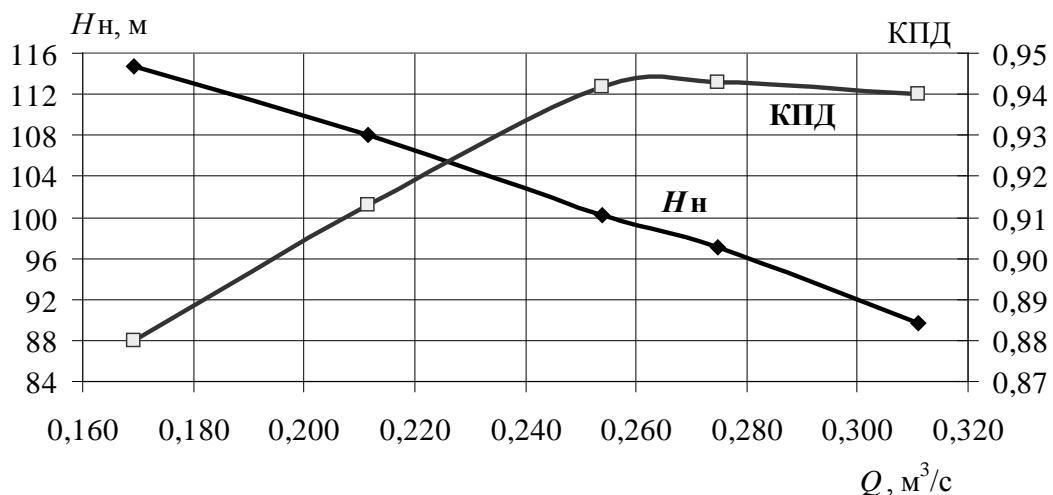


Рис. 2. Прогнозная напорная характеристика и зависимость КПД от подачи натурной насос-турбины ОРО120/5247 на параметры Каневской ГАЭС

Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [10, 11].

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м для четырех положений открытия НА и соответствующих им прогнозным значениям приведенного расхода Q'_i и частоты вращения n'_i .

4. Результаты расчетного исследования. На рис. 3 приведено распределение скорости потока в области НА и РК в меридиональной проекции при разных значениях ширины канала: вблизи стороны разрежения (10 % ширины канала), среднего сечения (50 %), и стороны давления лопасти (90 %) при расчетном значении расхода $Q'_i = 620$ л/с.

Как видно из рисунка, значения скорости потока в РК по ширине канала возрастает от втулки к периферии. При повороте потока от радиального направления к осевому вблизи стороны разрежения лопасти наблюдается область со вторичными течениями и снижения значений скорости. При удалении от стороны разрежения к стороне давления интенсивность и размер этих зон уменьшается и уже на стороне давления практически отсутствует. На стороне давления лопасти (90 %) во втулочной области в районе напорной кромки имеются зоны с пониженным уровнем скорости.

Обтекание НА при оптимальном открытии $a_0 = 62$ мм как по ширине канала, так и по высоте – безотрывное.

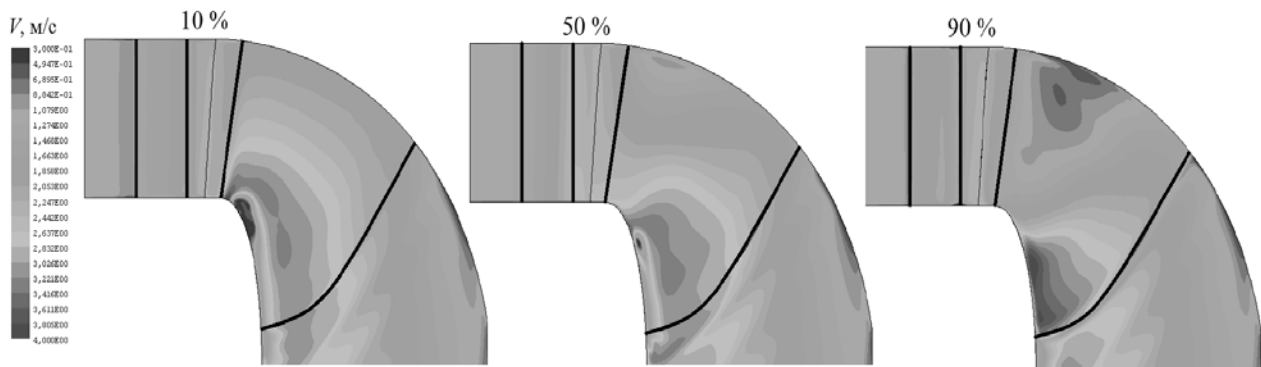


Рис. 3. Распределение скорости потока в области НА и РК ОРО120/5247 в меридиональной проекции при оптимальном значении расхода $Q_I' = 620$ л/с

В то же время, анализ эпюры давления на периферийном сечении показывает ее неравномерность по длине профиля – основная часть срабатывается на входном участке до половины сечения. Поэтому с целью повышения эффективности насос-турбины, в первую очередь – в соответствии с требованиями технического задания – в турбинном режиме, была выполнена модификация лопастей РК. В новом РК, которому был присвоен номер ОРО120/5252, угол охвата лопасти в плане был уменьшен на 10 % по сравнению с исходным вариантом и на 0,7 градусов понижены значения углов лопасти на всасывающей кромке. Остальные геометрические параметры остались без изменения. На рис. 4 приведено распределение скорости в области РК в модифицированной проточной части при расчетном турбинном режиме. Как видно, модификация лопасти позволила улучшить картину течения во всех представленных сечениях, значительно уменьшились размеры зоны со вторичными течениями на периферии и их интенсивность, особенно посередине канала.

На рис. 5 приведено сравнение распределения давления на периферийном (рис. 5, а) и среднем (рис. 5, б) сечениях лопасти исходного и модернизированного РК при расчетном турбинном режиме.

Уменьшение угла охвата лопасти РК в плане

привело к существенному улучшению обтекания в средней и особенно периферийной части – давление равномерно распределяется по всей длине профиля, его перепад плавно уменьшается от входа к выходу.

Улучшение структуры потока, условий обтекания периферийного участка лопасти в модернизированном РК ОРО120/5252 привело к повышению его энергетических качеств в турбинном режиме: гидравлические потери в НА практически не изменились, потери в РК при расчетном турбинном режиме снизились на 0,65 %.

Выводы:

- на основе разработанных программных комплексов спроектирована новая проточная часть быстроходной насос-турбины, которая предназначена для использования в условиях вновь проектируемой Каневской ГАЭС на напор около 100 м;

- численное моделирование течения с помощью программного комплекса *IPMFlow* позволило получить прогнозные интегральные характеристики проточной части, которые подтверждают высокую эффективность и соответствие заданным параметрам вновь разработанной насос-турбины;

- на основе анализа структуры течения в расчетной области была проведена модификация лопастей РК, что позволило снизить гидравлические потери в нем в оптимуме турбинного режима на 0,65 %.

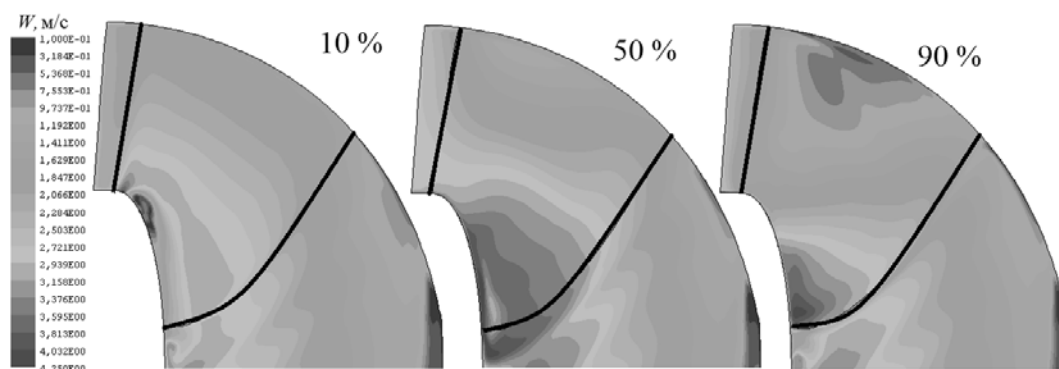


Рис. 4. Распределение скорости потока в модифицированном РК ОРО120/5252 в меридиональной проекции при оптимальном значении расхода $Q_I' = 620$ л/с

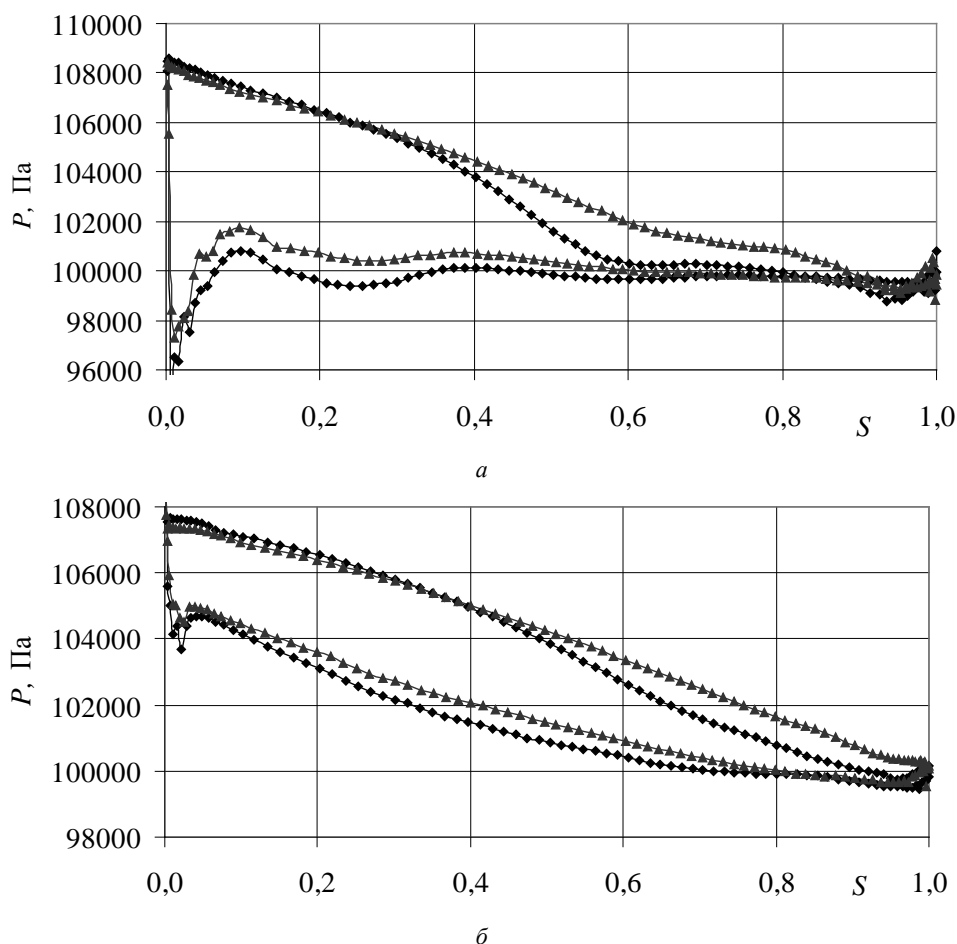


Рис. 5. Распределение давления на периферийном сечении в исходном и в модифицированном ПК в турбинном режиме при $Q_l' = 620$ л/с (♦ – исходное ПК; ▲ – модифицированное ПК):
 а – периферийное сечение; б – среднее сечение

Список литературы

- Линник А. В., Хаитов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
- Поташник С. И. Стратегия развития гидроэнергетики Украины на период до 2030 г. Концептуальные положения. *Энергетическая политика Украины*. 2005. № 7–8. С. 62–64.
- Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
- Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЭС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
- Агибалов Е. С., Вапник Б. К., Вереминко И. С. и др. Разработка и исследование моделей обратной гидромашинны для Днестровской ГАЭС. *Проблемы машиностроения*. 1994. Вып. 40. С. 8–12.
- Дедков В. Н. Создание номенклатурного ряда обратимых радиально-осевых гидромашин. *Проблемы машиностроения*. 2002. Т. 5, № 1. С. 16–19.
- Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазонов напоров $H = 70\text{--}700$ м. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
- Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 81–84.
- Барлит В. В., Мионов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 215 с.
- Сухоребрий П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2001. Iss. 129, part 1.1. P. 79–89.
- Сухоребрий П. Н. Оценка влияния параметров статора и направляющего аппарата на энергетические характеристики радиально-осевых обратимых гидромашин. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 5, № 2. С. 107–112.
- Русанов А. В., Хорев О. Н., Сухоребрий П. Н., Дедков В. Н. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 4–8.
- Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009. Vol. 2, no. 4. P. 324–333.
- Olimstad G., Nielsen T., Borresen B. Dependency on runner geometry for reversible pump-turbine characteristic in turbine mode of operation. *Journal Fluid Eng*. 2012. Vol. 134. P. 121–130.
- Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, № 3. P. 109–113.
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13

17. Резва К. С., Дранковский В. Е., Тиньянова І. І. Дослідження потоку у високонапорних оборотних гідромашинах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 82–86.
18. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопатных гидромашинах. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 195–210.
19. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. No. 8. P. 1598–1605.
20. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001. No. 20. P. 4–5.

References (transliterated)

1. Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremenniy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya gidroturbostroeniya v Ukraine [Modern level and main direction of development of hydroturbine construction in Ukraine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no. 1, pp. 11–18.
2. Potashnik S. I. Strategiya razvitiya gidroenergetiki Ukraini na period do 2030 g. Konseptual'nyie polozheniya [Development strategy of Ukraine's hydropower for the period up to 2030. Conceptual provisions]. *Energeticheskaya politika Ukraini* [Energy Policy of Ukraine]. 2005, no. 7–8, pp. 62–64.
3. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukraini [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty* [Scientific works]. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
4. Ryabenko O. A., Klyuha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' GAES v roboti energosistem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnologichnykh processakh* [Measuring and computing engineering in technological processes]. Kiev, 2014, no. 2, pp. 167–170.
5. Agibalov E. S., Vapnik B. K., Veremeenko I. S. et al. Razrabotka i issledovanie modeley obratimoy gidromashiny dlya Dnestrovskoy GAES [Development and study of models of a reversible hydraulic machine for the Dniester PSP]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 1994, no. 40, pp. 8–12.
6. Dedkov V. N. Sozdanie nomenklaturного ryada obratimyykh radialno-osevykh gidromashin [Creation of a nomenclature series of reversible Francis hydraulic machines]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2002, vol. 5, no. 1, pp. 16–19.
7. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov $H = 70\text{--}700$ m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700$ m]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
8. Drankovskiy V. E., Khavrenko M. Yu. Opredelenie raschetnykh parametrov vysokonapornyykh obratimyykh gidromashin [Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 81–84.
9. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Yakovleva L. K. *Raschet i projektirovaniye protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabocheho protsessa* [Calculation and design of the flow part of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 215 p.
10. Sukhobryy P. N. Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimyykh gidromashin [Calculation of spiral chambers radial-axial reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1.1, pp. 79–89.
11. Sukhobryy P. N. Otsenka vliyaniya parametrovstora i napravlyayushchego apparata na energeticheskie kharakteristiki radial'no-osevykh obratimyykh gidromashin [Evaluation of the influence of the parameters of the stator and guide vanes on the energy characteristics of radial-axial reversible hydraulic machines]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 5, no. 2, pp. 107–112.
12. Rusanov A. V., Khoryev O. N., Sukhobryy P. N., Dedkov V. N. Razrabotka i raschetnoye issledovaniye protochnoy chasti nasosturbiny dlya usloviy Kanevskoy GAES [Development and design study of the flow part of the pump turbine for the conditions of the Kaniv PSP]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 4–8.
13. Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009, vol. 2, no. 4, pp. 324–333.
14. Olimstad G., Nielsen T., Borresen B. Dependency on runner geometry for reversible pump-turbine characteristic in turbine mode of operation. *Journal Fluid Eng.* 2012, no. 134, pp. 121–130.
15. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobogawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006, vol. 55, no. 3, pp. 109–113.
16. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
17. Ryzva K. S., Drankovskyy V. E., Tyn'yanova I. I. Doslidzhennya potoku u vysoko-napornyykh obratnykh gidromashinakh [The research in the high-pressure reversible hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 82–86.
18. Kochevskiy A. N., Neny V. G. Sovremenny podkhod k modelirovaniyu i raschetu techeniy zhidkosti v lopatnykh gidromashinakh [Modern approach to modeling and calculating fluid flow in blade hydraulic machines]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 195–210.
19. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994, no. 8, pp. 1598–1605.
20. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001, no. 20, pp. 4–5.

Поступила (received) 25.04.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Русанов Андрій Вікторович (Rusanov Andrey Viktorovich) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, директор ІПМаш НАН України; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1345-7010>; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

Хорєв Олег Миколайович (Хорєв Олег Николаевич, Khoryev Oleg Nikolayevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6940-4183>; e-mail: oleg_xo@ukr.net

Дедков Валерій Миколайович (Дедков Валерий Николаевич, Dedkov Valery Nikolayevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6183-3167>; e-mail: dedkov@ipmach.kharkov.ua