

УДК 621.224

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

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН ПРИ ПОМОЩИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧИХ КОЛЕС

Представлено результати чисельного дослідження впливу просторового профілювання лопатей робочого колеса осьової гідротурбіни за допомогою складних окружних, осьових і комбінованих навалів на характеристики потоку в проточній частині. Проведено аналіз структури потоку в елементах проточної частини, наведені залежності значення потужності і ККД від величини окружних і осьових навалів при оптимальному режимі роботи. Дослідження потоку виконані за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*.

Ключові слова: осьова гідротурбіна, проточна частина, просторове профілювання, окружний і осьовий навал лопаті, робоче колесо, гідродинамічне вдосконалення.

Представлены результаты численного исследования влияния пространственного профилирования лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины при помощи сложных окружных, осевых и комбинированных навалов на характеристики потока в проточной части. Проведен анализ структуры потока в элементах проточной части, приведены зависимости значения мощности и КПД от величины окружных и осевых навалов при оптимальном режиме работы. Исследования потока выполнены при помощи программного комплекса *IPMFlow*.

Ключевые слова: осевая гидротурбина, проточная часть, пространственное профилирование, окружной и осевой навал лопасти, рабочее колесо, гидродинамическое совершенствование.

The results of the numerical investigations influence of spatial runner blade profiling in Kaplan turbine by means of the complex circular, axial and combined offsets upon flow characteristics in flow part are presented. The analysis of flow pattern in the flow part elements has been conducted; dependences of capacity and efficiency on circular and axial offset values at optimum operating conditions are shown. The comparison of the energy characteristics of the flow part with the original runner and upgraded one by means of combined offset at optimum operating condition is presented. The flow investigations have been carried out using the software system *IPMFlow*.

Keywords: Kaplan turbine, flow part, spatial profiling, circular and axial offsets of the blade, the runner, the hydrodynamic improvement.

Введение. Повышение эффективности гидротурбинного оборудования ГЭС является важной научно-технической проблемой, для решения которой необходимо разрабатывать и совершенствовать современные методы расчета и анализа рабочего процесса гидротурбин. Перспективным способом повышения эффективности проточных частей (ПЧ) гидромашин является их гидродинамическое усовершенствование за счет пространственного профилирования их основных элементов. В ИПМаш НАН Украины накоплен большой опыт по пространственному профилированию направляющих и рабочих лопаток паровых турбин [1] с помощью окружного и осевого навалов. При навалах форма сечений лопастей остается неизменной, меняется только вид линии привязки и, как следствие, взаимное положение сечений в окружном или осевом направлениях. Навал называется простым, если сечения лопасти по ширине отклоняются линейно относительно оси [2]; если нелинейно, то такой навал называется сложным [3]. Схема сложных навалов у периферии и у втулки приведена на рис. 1. Сложный навал в окружном или осевом направлении образуется за счет придания линии привязки лопасти формы кривой второго порядка, которая задается углом саблевидности $\gamma_{U,D}$ (окружной навал) или $\varphi_{U,D}$ (осевой навал) и относительной длиной изогнутого участка лопасти $\bar{l}_{U,D}$. Индексом D обозначены величины, относящиеся ко втулке, а индексом U – к периферии. Параметры \bar{l}_U и \bar{l}_D определяются по формулам:

$$\bar{l}_U = \frac{l_U}{l/2} \cdot 100\% ; \bar{l}_D = \frac{l_D}{l/2} \cdot 100\% .$$



Рис. 1 – Схема сложных навалов лопатей РК

В рабочем колесе (РК) осевой гидротурбины в качестве линии привязки принимается ось поворота лопасти, после выполнения навалов в случае необходимости выбирается новая ось поворота. В данных исследованиях рассматривались варианты сложного навала с постоянными значениями $l_D = l_U = l/2$ и переменной величиной угла саблевидности на периферии φ_U и γ_U .

Применяемые на сегодняшний день в инженерной практике отечественного гидротурбостроения методы расчетов РК осевого типа основываются на гипотезе, согласно которой поверхности тока предполагаются цилиндрическими и независимыми от режима работы. В рамках этой гипотезы РК с одинаковыми, но по-разному скомпонованными сечениями, обладают одинаковыми энергетическими показателями, хотя при этом имеют разную пространственную форму и, соответственно,

обтекаются разными потоками. Для оценки влияния навалов лопастных систем на энергетические характеристики ПЧ необходимо использование методов математического моделирования пространственных вязких течений.

Влияние компоновки лопасти РК на характеристики ПЛ турбины экспериментально исследовалось на ЛМЗ и в ЦКТИ [4]. В этих исследованиях проекции входной и выходной кромок в плане оставались прямыми (лопасти РК такого дизайна в настоящее время не применяются) и поворачивались в окружном и осевом направлении. При этом расчетные сечения смещались на величину, линейно зависящую от значения радиуса, что соответствует простому навалу [2].

В настоящей статье приведены результаты исследований влияния пространственного профилирования лопастей РК при помощи сложных осевых и окружных навалов на структуру потока и энергетические показатели проточной части осевой гидротурбины.

1. Математическая модель. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим 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:

$$\frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x} (E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y} (F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z} (G_i + G_v) = H,$$

где $Q = (P/\beta, u, v, w, k, \omega)^T$; $P = \frac{p}{\rho_*}$;

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

$$H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6;$$

$$H_\omega = \left[\frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta\omega^2 f_4 + (1 - f_1) \frac{2}{\omega\sigma_{\omega 2}} C_D \right] f_7;$$

$$E_i = (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T;$$

$$F_i = (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T;$$

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

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

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

$$G_v = (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T;$$

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

Q – вектор консервативных переменных;

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

E_v, F_v, G_v – 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:

$$\beta = \max(0, 3, r(u^2 + v^2 + w^2)), r = 1 \dots 5,$$

или

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0, \delta_1 = 1 \dots 5, 0 < \delta_0 \ll 1.$$

Для численного решения уравнений выставляются дополнительные условия на границах расчетной области. На входе задаются распределения 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*. Более подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [5, 6].

2. Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента. В качестве объекта исследования выбрана ПЧ осевой поворотной лопастью гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Расчетная область состоит из лопаток НА, лопастей РК ПЛ 20/3271у-В и отсасывающей трубы (ОТ). Основные геометрические характеристики НА: профиль лопатки симметричный 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 $d_{вт} = 0,37D_1$, число лопастей $z_1 = 4$. Параметры ОТ: высота $h = 1,915D_1$, длина $l = 4,1D_1$, колено типа 4А.

Дискретизация расчетной области выполнена с помощью неструктурированной сетки с шестигранными ячейками. Общее число ячеек 1,640 млн: один межлопаточный канал в решетке НА – 518 тыс., один межлопастной канал в решетке РК – 622 тыс., отсасывающая труба – 500 тыс.

Численные исследования выполнены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м для оптимального режима: приведенный расход $Q'_1 = 1117,9$ л/с, приведенная частота вращения $n'_1 = 152,9$ мин⁻¹, открытие НА $a_0 = 56,52$ мм (соответствует открытию $a_0 = 26$ мм на универсальной характеристике при диаметре модели $D_1 = 460$ мм), угол установки лопасти РК $\varphi_{л} = 15^\circ$, угол потока на входе в расчетную область $\alpha_{п} = 38,9^\circ$.

3. Результаты исследование влияния сложных окружных и осевых периферийных навалов лопасти РК. Проведенные исследования показали, что периферийные навалы оказывают существенно большее влияние на интегральные показатели проточной части, чем втулочные как для окружных, так и для осевых навалов. Поэтому в данной статье приведены результаты исследований только сложных периферийных навалов.

Для определения влияния окружного навала численные исследования проведены для расчетных областей с исходными лопастями РК (угол

саблевидности 0°) и четырьмя вариантами сложного окружного навала (углы саблевидности $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; +20^\circ; +40^\circ$). Применение навала с углом $\gamma_U = \pm 40^\circ$ приводит к сдвигу периферийного сечения в окружном направлении относительно исходного варианта на $7,5^\circ$, с углом $\gamma_U = \pm 20^\circ$ – на $3,3^\circ$. Применение окружных навалов с положительными углами саблевидности приводит к смещению периферийной области в сторону направления вращения РК.

Для осевого навала расчеты проведены для ПЧ с исходным РК и лопастями рабочего колеса с осевым периферийным навалом при четырех значениях углов саблевидности φ_U : $-20^\circ; -10^\circ; +10^\circ; +20^\circ$. Осевого навал с положительными значениями угла саблевидности приводит к смещению периферийного участка лопасти вниз по потоку и наоборот, с отрицательными – вверх.

Автоматизированное построение геометрической модели РК с навалами, построение расчетной сетки, расчет течения и обработка результатов реализованы в программном комплексе *IPMFlow*.

На рис. 2, а представлены компьютерные модели исходной лопастной системы РК, а также при окружном навале с углами саблевидности $\gamma_U = -40^\circ$ и $+40^\circ$, а на рис. 2, б – радиальные сечения лопастей РК, проходящие через ось поворота, с тремя разными значениями осевого навала.

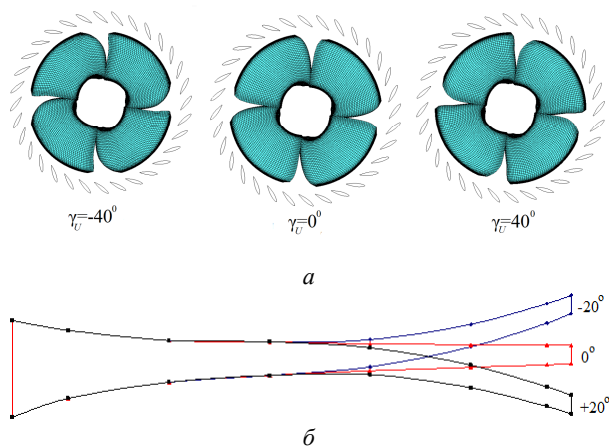


Рис. 2 – Компьютерная модель лопастей РК для трех видов навалов:

а – компьютерная модель лопастей РК для трех видов окружного навала; б – радиальные сечения лопастей РК с осевыми навалами при углах саблевидности $\varphi_U = -20^\circ; 0^\circ; +20^\circ$

Результаты влияния навалов на структуру потока оценивались по виду эпюр давления вдоль сечений лопасти; распределению энергии по ширине канала РК и компонент скорости и угла потока за РК; по характеру восстановления давления в ОТ. Рассмотрены также зависимости мощности, КПД и локального кавитационного коэффициента от величин навалов.

Исследования показали, что применение окружных и осевых навалов лопастей РК практически не оказывает влияния на распределение компонент скорости и углов потока за НА и перед РК.

На рис. 3 приведено распределение давления на поверхностях лопасти у втулки (10 % ширины канала), среднем сечении (50 %) и периферийной (90 %) области РК для пяти вариантов окружного и осевого навалов.

При окружных навалах на втулочном участке (рис. 3, а) навалы не оказывают заметного влияния на эпюры распределения давления. В среднем сечении (рис. 3, б) на стороне давления эпюры меняются незначительно. На стороне разрежения во входной части при отрицательных значениях угла саблевидности γ_U давление повышается, при положительных – понижается, а в выходной части навалы мало влияют на вид эпюр. В периферийной зоне лопасти, подвергающейся наибольшим деформациям, происходит существенное перераспределение эпюр давления на стороне разрежения во входной части лопасти (рис. 3, в). В отличие от средней части лопасти, на периферии при отрицательных значениях угла саблевидности давление значительно понижается, а при положительных – возрастает. Наиболее благоприятные эпюры в исходном варианте и при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Дальнейшее уменьшение значения γ_U может привести к возникновению зон локального понижения давления на входном участке и, как следствие, к возникновению кавитационных зон.

Применение осевого навала приводит к заметному изменению перепада давления вдоль всех сечений лопасти (рис. 3, б, г, е). Больше влияние этот вид навала оказывает на эпюры давления на напорной стороне: положительные углы саблевидности φ_U (и, соответственно, смещение периферийной части лопасти вниз по потоку) повышает уровень давления, отрицательные – понижают. На стороне разрежения навалы оказывают существенное влияние на величину давления только на периферии (рис. 3, е) в области входной кромки: положительные углы саблевидности φ_U приводят к понижению давления, отрицательные – к повышению (рис. 3, в).

На рис. 4 показано распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления (энергии) по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях угла саблевидности для окружных (рис. 4, а) и осевых (рис. 4, б) навалов. Из представленных результатов видно, что навалы приводят к заметному перераспределению энергии по ширине канала. Окружные навалы с отрицательными значениями угла саблевидности γ_U приводят к повышению значений энергии в области втулки, положительные понижают. При относительной ширине канала около 0,8 значения полного давления выравниваются, и на периферии наблюдается обратная картина распределения. Осевые навалы с положительными значениями угла φ_U приводят к повышению значений энергии почти по всей ширине канала, начиная от втулки, а отрицательные понижают. При относительной ширине канала около 0,95 значения полного давления также выравниваются, и на периферии наблюдается

обратная картина распределения. Таким образом, применяя окружной и осевой навалы, можно добиться более равномерного распределения энергии по ширине канала РК. Это приведет к уменьшению

поперечных течений, более благоприятному обтеканию лопастей и повышению энергетических характеристик ПЧ в целом.

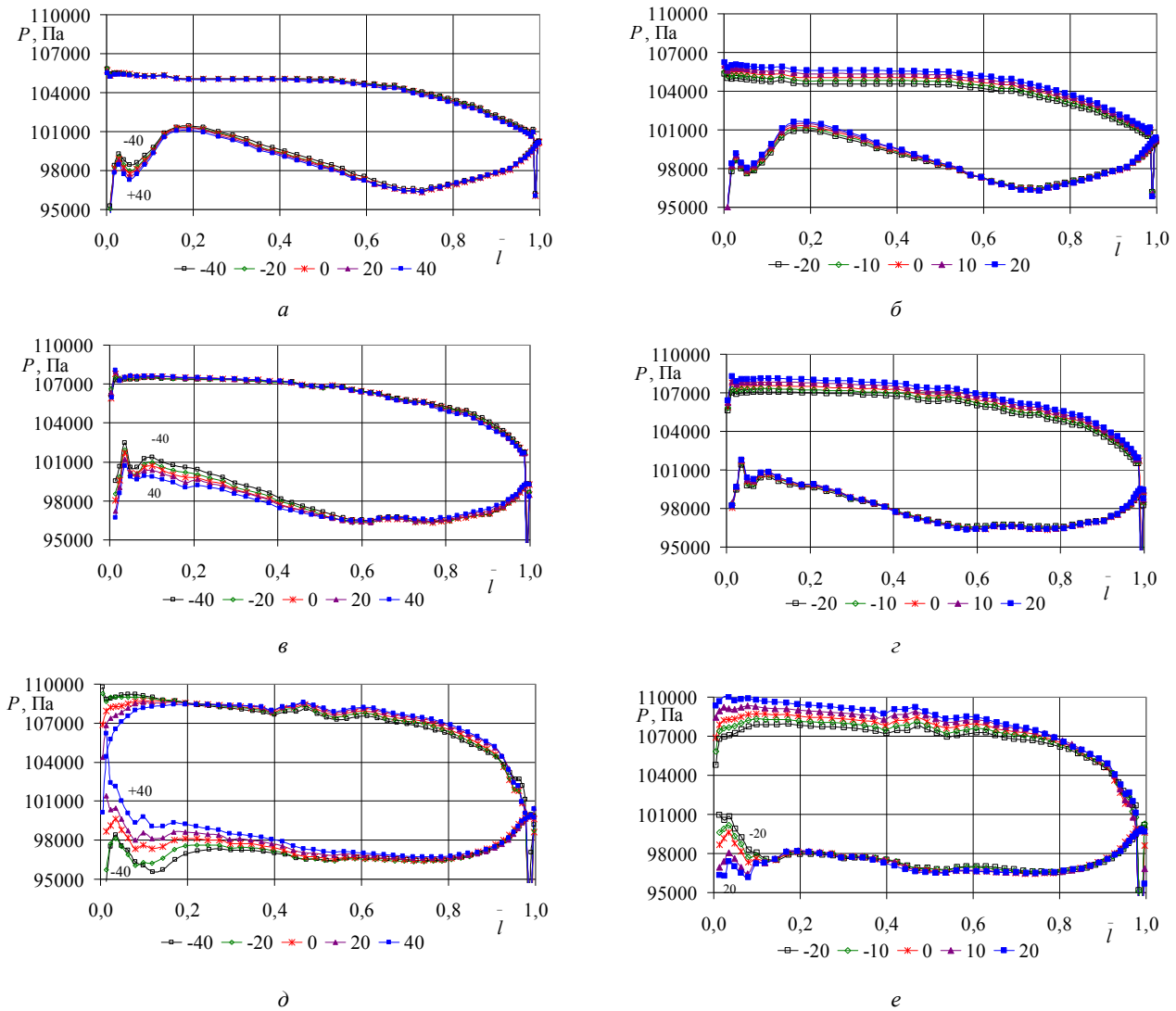


Рис. 3 – Распределение давления вдоль сечений лопасти РК при разных видах навалов: *a* – окружной – втулочное; *б* – осевой – втулочное; *в* – окружной – среднее; *г* – осевой – среднее; *д* – окружной – периферийное; *е* – осевой – периферийное

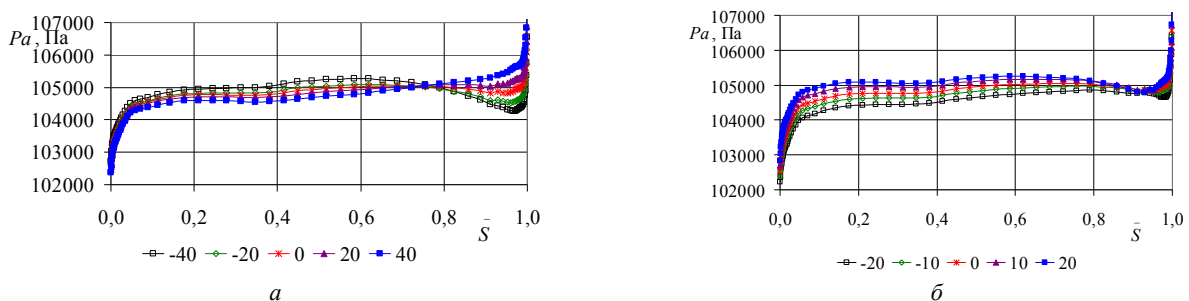


Рис. 4 – Распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях навалов: *a* – окружной; *б* – осевой

На рис. 5 приведено распределение по ширине канала меридиональной (расходной) V_m и окружной V_u скоростей, а также абсолютного угла потока α за РК при разных значениях угла саблевидности γ_U при

окружном и осевом навалах лопастей РК. Эти данные необходимы для оценки сработки циркуляции в РК и изменения граничных условий на входе в отсасывающую трубу. Из рисунка видно, что влияние

сложного осевого навала на величину окружной скорости угла потока за РК существенно больше, чем окружного (рис. 5, в, з, д, е). Смещение периферийного участка лопасти вниз по потоку при осевом навале приводит к уменьшению значений этих характеристик по всей ширине канала. Максимальное влияние наблюдается во втулочной области. При

окружном же навале влияние на распределение угла потока и окружной скорости наблюдается в основном в периферийной области. Навалы заметно изменяют распределение расходной скорости V_m : при окружном (рис. 5, а) большее влияние – на периферийном участке, при осевом – на периферии и у втулки (рис. 5, б).

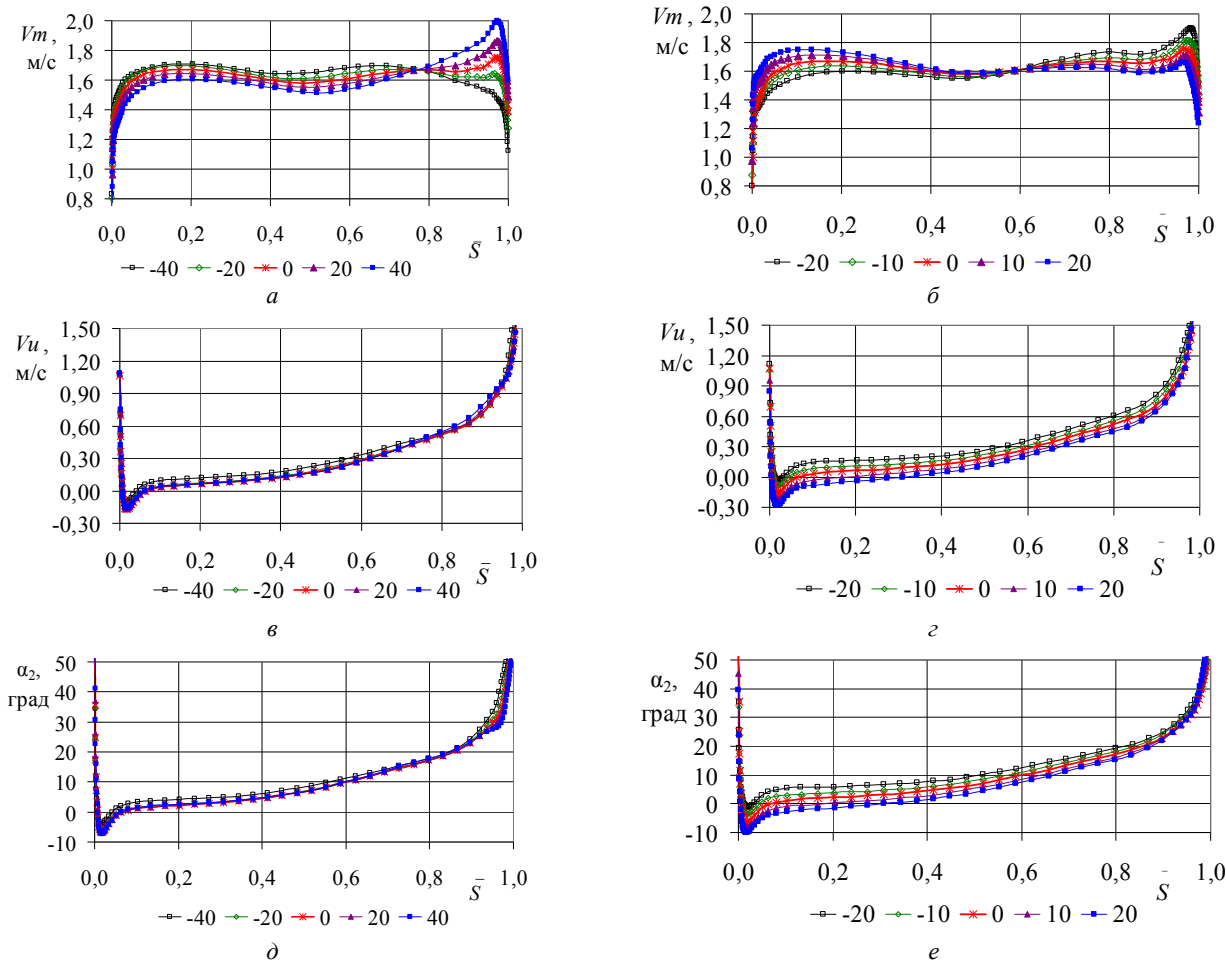


Рис. 5 – Распределение по ширине канала параметров потока за РК при разных значениях навалов лопасти РК: а – меридиональной скорости – окружной навал; б – меридиональной скорости – осевой навал; в – окружная скорость – окружной навал; з – окружная скорость – осевой навал; д – абсолютный угол потока – окружной навал; е – абсолютный угол потока – осевой навал

Проведенные исследования показали влияние окружного и осевого навала лопастей РК на характеристики потока в отсасывающей трубе. На рис. 6 приведено расположение характерных сечений отсасывающей трубы и распределение относительной площади F^* поперечных сечений по длине в зависимости от их номера. Под относительной площадью понимается отношение площади текущего сечения к площади входного в ОТ (сечение 1). Течение по всей длине, кроме сечения 5, диффузорное, что обеспечивает преобразование кинетической энергии потока в энергию давления.

На рис. 7, а, б показано изменение (относительно величины давления на входе в ОТ) осредненного по площади статического давления по сечениям при разных значениях окружного (рис. 7, а) и осевого (рис. 7, б) навалов лопастей РК. На рис. 7, в, з приведено изменение распределения давления в

отсасывающей трубе относительно исходного варианта РК.

Применение окружных навалов с отрицательным углом саблевидности приводит к повышению величины статического давления относительно исходного варианта; а с положительным – к понижению. Наиболее благоприятное распределение получено при навале РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Навалы оказывают незначительное влияние на значения давления в вертикальном диффузоре (сечения 1-3). Наибольшее изменение происходит в колене (сечения 3-8). В отводящем горизонтальном диффузоре (сечения 8-15) статическое давление продолжает повышаться, но его уровень относительно исходного варианта падает во всех расчетных ПЧ, кроме варианта РК с навалом $\gamma_U = -20^\circ$.

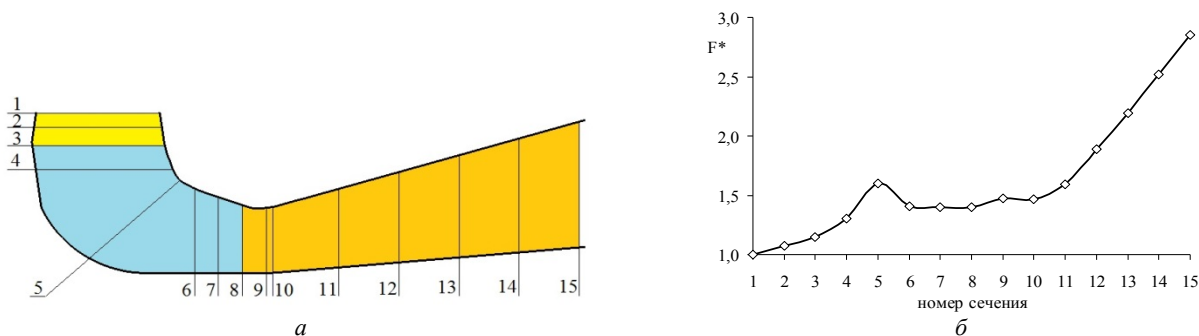


Рис. 6 – Отсасывающая труба Кременчугской ГЭС:

a – характерные сечения для исследования структуры потока; *б* – изменение относительной площади сечений отсасывающей трубы

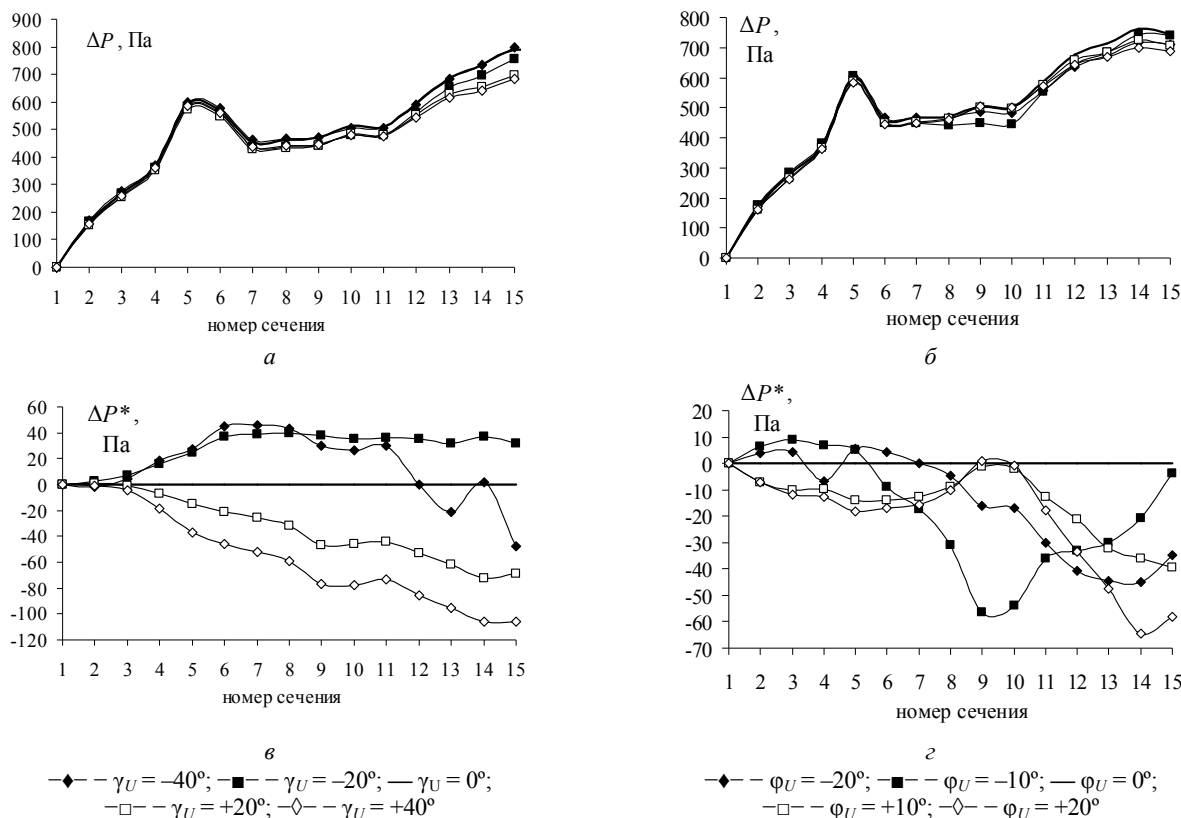


Рис. 7 – Распределение статического давления вдоль отсасывающей трубы:

a – восстановление давления относительно значения на входном сечении при окружном навале; *б* – восстановление давления относительно значения на входном сечении при осевом навале; *в* – характер приращения статического давления в ОТ относительно исходного варианта при окружном навале; *г* – характер приращения статического давления в ОТ относительно исходного варианта при осевом навале

Осевой навал лопасти не оказывает существенного влияния на характер восстановления давления в отсасывающей трубе. В вертикальном диффузоре (сечения 1-3) и в колене (сечения 3-8) отличия минимальны, некоторые незначительные изменения происходит в отводящем диффузоре (сечения 8-15).

По результатам проведенных исследований было определено влияние окружного и осевого навалов на энергетические характеристики ПЧ гидротурбины.

На рис. 8 и рис. 9 приведены зависимости относительной мощности \bar{N} , КПД $\bar{\eta}$ и локального кавитационного коэффициента $\bar{\sigma}_л$ от значений угла саблевидности γ_U . Под относительной мощностью,

КПД и локальным кавитационным коэффициентом понимается отношение этих величин в рабочих колесах с навалами к соответствующим значениям исходного варианта ПЧ ($\gamma_U = \phi_U = 0^\circ$).

При окружном навале максимальное значение относительной мощности и КПД получены в ПЧ с РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$: повышение относительно исходного варианта составило 0,74 % по КПД и 0,71 % по мощности.

При осевом навале значения мощности и возрастает при смещении периферийного участка лопасти вниз по потоку. Максимум КПД получен у варианта ПЧ с РК с углом саблевидности $\phi_U = +10^\circ$: его повышение относительно исходного варианта составило 0,21 %.

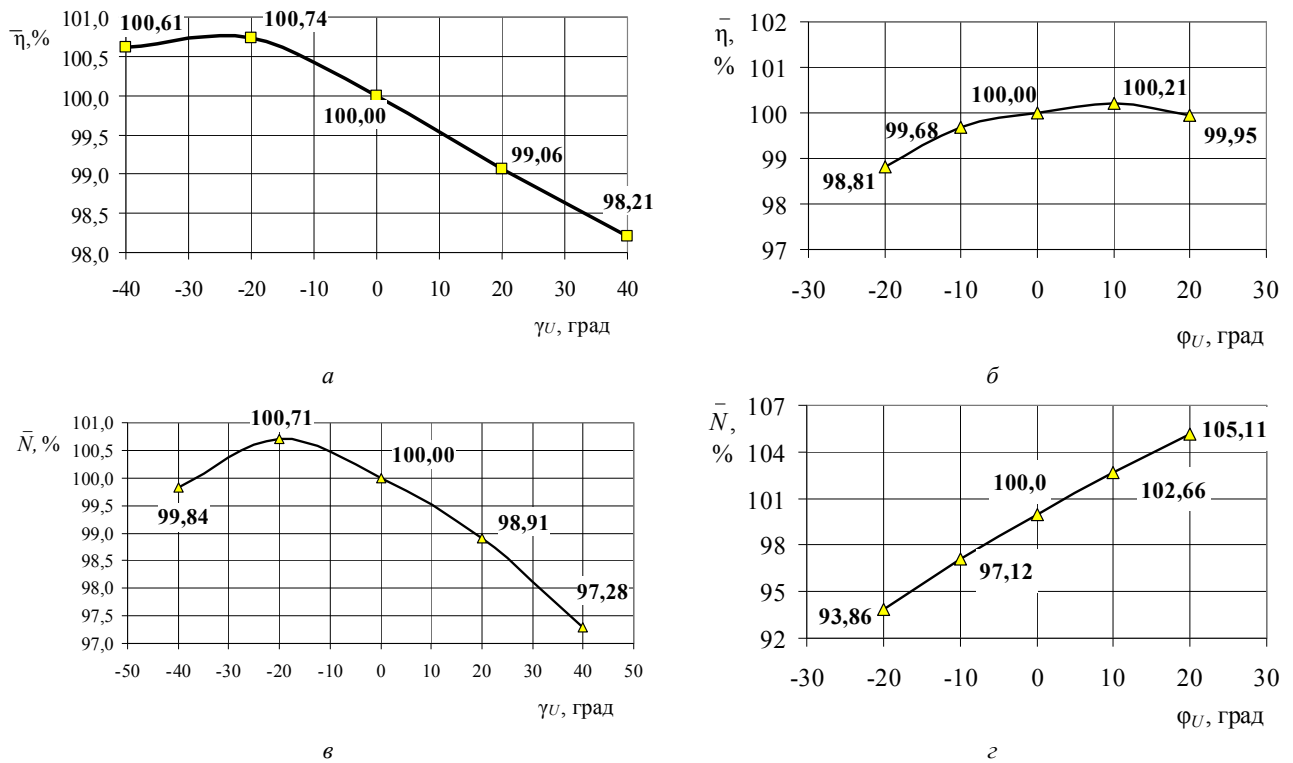


Рис. 8 – Зависимость относительной мощности \bar{N} и КПД $\bar{\eta}$ проточной части от величины периферийного навала: а – относительный КПД при окружном навале; б – относительный КПД при осевом навале; в – относительная мощность при окружном навале; г – относительная мощность при осевом навале

Локальный кавитационный коэффициент $\sigma_{л}$ при высоте всасывания $H_s = 0$ определялся по известной формуле:

$$-\sigma_{л} = \frac{P_{\min} - P_{\text{вых}}}{\rho g H},$$

где P_{\min} – минимальное давление на тыльной стороне лопасти РК; $P_{\text{вых}}$ – давление на выходе из ПЧ, принятое в расчетах равным 100000 Па; H – сработанный напор.

Как видно из приведенных на рис. 9 результатов навалы оказывают влияние на кавитационные качества РК: при окружных навалах смещение периферийной области в сторону вращения (положительные углы саблевидности) значения локального кавитационного коэффициента повышается, т. е. кавитационные качества РК несколько снижаются. При осевых навалах смещение периферийной зоны вниз по потоку приводит к повышению кавитационных качеств.

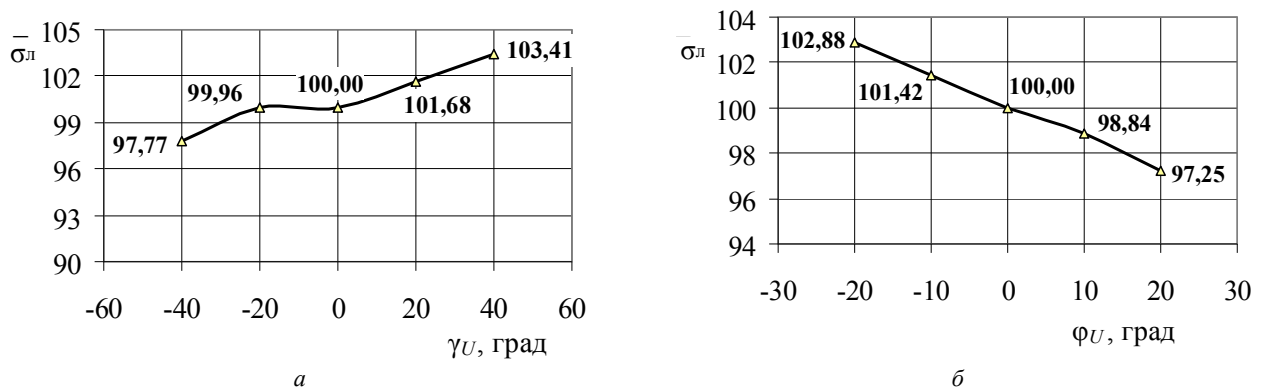


Рис. 9 – Зависимость относительного кавитационного коэффициента $\bar{\sigma}_{л}$ от величины периферийного навала: а – окружной навал; б – осевой навал

4. Влияние комбинированных навалов на энергетические характеристики проточной части. Как было показано выше, лучшие энергетические характеристики при окружном навале имела ПЧ с

углом саблевидности РК -20° , а при осевом – с $+10^\circ$. Была поставлена задача разработать РК с комбинированными навалами лопастей – одновременно с окружными и осевыми, имеющее

максимально возможное значение КПД. Были проведены исследования проточных частей с девятью различными комбинациями значений навалов РК: окружной: $-30^\circ; -20^\circ; -10^\circ$; осевой: $+5^\circ; +10^\circ; +15^\circ$.

Для описания зависимости коэффициента полезного действия от значений комбинированного окружного (γ , градус) и осевого (φ , градус) периферийных навалов выбрана квадратичная зависимость вида:

$$\bar{\eta}(\varphi, \gamma) = a_0 + a_\varphi \cdot \bar{\varphi} + a_\gamma \cdot \bar{\gamma} + a_{\varphi\varphi} \cdot \bar{\varphi}^2 + 2 \cdot a_{\varphi\gamma} \cdot \bar{\varphi} \cdot \bar{\gamma} + a_{\gamma\gamma} \cdot \bar{\gamma}^2,$$

где $\bar{\varphi} = \frac{\varphi}{180}$; $\bar{\gamma} = \frac{\gamma}{180}$;

$a_0, a_\varphi, a_\gamma, a_{\varphi\varphi}, a_{\varphi\gamma}, a_{\gamma\gamma}$ – коэффициенты зависимости.

Определение неизвестных коэффициентов уравнения выполнено по данным расчётов течения в ПЧ с использованием метода наименьших квадратов. Установлено, что

$$a_0 = 94,5761; a_\varphi = -6,675; a_\gamma = 17,34; a_{\varphi\varphi} = -35,37; a_{\varphi\gamma} = 13,77; a_{\gamma\gamma} = -177,12.$$

На рис. 10 представлены линии равных значений КПД. Поверхность $\bar{\eta}(\varphi, \gamma)$ имеет экстремум в точке $\varphi = +7,71^\circ$ и $\gamma = -14,21^\circ$. Значение КПД в оптимуме составляет 95,21 %, а значение мощности 10856 Вт. В исходной же конструкции значение КПД в этой расчетной точке составляло 93,67 %, а мощности 10522,8 Вт. Таким образом, пространственное профилирование лопасти РК при помощи комбинированных навалов позволило существенно повысить как значение максимального КПД в оптимуме характеристики, так и значение мощности: повышение КПД составило 1,54 %, а мощности – на 3,17 %

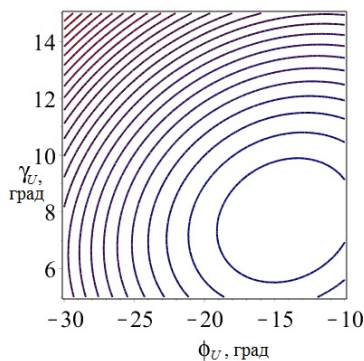


Рис. 10 – Изолинии КПД при комбинированном навале

Выводы. Выполнено численное исследование влияния сложных окружных и осевых навалов лопасти РК осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока и интегральные характеристики проточной части с учетом отсасывающей трубы. В результате установлено, что при применении навалов:

– существенно меняется вид эпюр давления на поверхностях лопасти, особенно в районе входных кромок; при окружных навалах меняется перепад давления за счет его изменения на лицевой поверхности;

– возможно выравнивать распределение полного давления по ширине канала с целью уменьшения поперечных течений;

– удалось добиться повышения максимального значения КПД на 1,54 % при повышении мощности на 3,17 % при оптимальном режиме работы современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

Список литературы

1. 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.
2. Русанов А. В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП», 2015. № 3 (1012). – С. 8–12.
3. Русанов А. В. Влияние сложного окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Х. : НТУ «ХП». – 2015. – № 18 (1127). – С. 130–141.
4. Этинберг И. Э. Исследование влияния компоновки решеток рабочего колеса на форму потока и потери энергии / И. Э. Этинберг, Н. В. Белова // Труды ЦКТИ. – Л. – 1967. – Вып. 79. – С. 39–50.
5. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журнал передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7.
6. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Х. : Ін-т пробл. машиностроєн. НАН України, 2008. – 275 с.

References (transliterated)

1. Rusanov, A. V., and Ju. P. Volkov. "Vliyanie slozhnogo navala rabochih i napravljajushhih lopatok CVD parovoj turbiny na ajerodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie*. No. 3 (13). 2008. 93–97. Print.
2. Rusanov, A. V., et al. "Vliyanie prostogo okruzhnogo navala lopastej rabocheho kola osevoj gidroturbiny PL20 na gidrodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty*. No. 3 (1012). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 8–12. Print.
3. Rusanov, A. V., et al. "Vliyanie slozhnogo okruzhnogo navala lopastej rabocheho kola osevoj gidroturbiny na strukturu potoka i energeticheskie kharakteristiki protochnoj chasti." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Matematychnе modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh*. No. 18 (1127). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 130–141. Print.
4. Jetinberg, I. Je., and N. V. Belova. "Issledovanie vliyaniya komponovki reshetok rabocheho kola na formu potoka i poteri energii." *Trudy CKTI*. Vol. 79. Leningrad, 1967. 39–50. Print.
5. Rusanov, A. V., and D. Ju. Kos'janov. "Chislennoe modelirovanie techeniy vyazkoy neshzimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti." *Vostoch.-Evrop. zhurnal peredovykh tehnologij* 5 (2009): 4–7. Print.
6. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin.* Kharkov: In-t probl. mashinostroєn. NAN Ukrainy, 2008. Print.

Поступила (received) 05.11.2016

Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоробрий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоробрий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Hydrodynamic improvement of flow parts of Kaplan turbines by means of the spatial profiling of the runners blades / A. V. Rusanov, O. N. Khoryev, S. A. Riabova, D. Yu. Kosianov, P. N. Sukhorebryi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 49–57. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Русанов Андрій Вікторович – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, заступник директора ІПМаш НАН України з наукової роботи, м. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

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

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

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

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

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

Рябова Світлана Олександрівна – інженер конструктор гідротурбін ПАТ «Турбоатом», м. Харків; тел.: (057) 349-26-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Рябова Светлана Александровна – інженер конструктор гідротурбін ПАО «Турбоатом», г. Харків; тел.: (057) 349-28-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Riabova Svetlana Aleksandrovna – Design Engineer of hydro turbines of PJSC "Turboatom", Kharkov; tel.: (057) 349-26-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

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

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

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

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

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

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