

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

ВЛИЯНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Приведены результаты численного исследования влияния сложного окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 навалы на характеристики потока в проточной части. 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*). Исследования проведены с использованием программного комплекса *IPMFlow*. Представлен анализ структуры потока в расчетных областях с учетом и без отсасывающей трубы, а также зависимости значений мощности и КПД проточной части от величины навала при оптимальном режиме работы.

Ключевые слова: проточная часть, осевая гидротурбина, численное моделирование, пространственное профилирование, гидродинамическое усовершенствование, сложный окружной навал, рабочее колесо, отсасывающая труба.

Введение. В условиях постоянного роста цен на энергоносители вопрос повышения экономичности энергетического оборудования, в том числе гидротурбин, приобретает все большую актуальность. Одним из направлений повышения КПД гидромашин является гидродинамическое совершенствование их проточных частей (ПЧ), в первую очередь рабочих колес (РК) [1]. Перспективным способом повышения эффективности ПЧ гидромашин является их гидродинамическое усовершенствование за счет пространственного профилирования основных элементов ПЧ. В ИПМаш НАН Украины накоплен большой опыт по пространственному профилированию направляющих и рабочих лопаток паровых турбин [2, 3] с помощью окружного и осевого навалов. При навалах форма сечений лопаточных систем 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 [4]; если нелинейно, то такой навал называется сложным [5]. Схема сложных окружных навалов у периферии и у втулки приведена на рис. 1.



Рис. 1 – Схема сложного окружного навала лопатей РК

Сложный навал в окружном направлении образуется за счет придания оси лопасти формы кривой второго порядка, которая задается углом саблевидности γ и относительной длиной изогнутого участка лопасти \bar{l} . Индексом D обозначены

величины, относящиеся ко втулке, а индексом U – к периферии. Параметры \bar{l}_U и \bar{l}_D определяются по формулам:

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

В рабочем колесе осевой гидротурбины в качестве линии привязки принимается ось поворота лопасти, после выполнения навалов выбирается новая ось поворота. В исследованиях рассматривались варианты сложного окружного навала с постоянными значениями $l_U = l/2$ и переменной величиной угла саблевидности γ_U .

Применяемые в практике отечественного гидротурбостроения методы расчетов РК осевого типа основываются на гипотезе, согласно которой поверхности тока предполагались цилиндрическими. В рамках этой гипотезы РК с одинаковыми, но поразному скомпонованными сечениями, обладают одинаковыми энергетическими показателями, хотя при этом имеют разную пространственную форму из-за чего, соответственно, обтекаются разными потоками. Для оценки влияния навалов лопаточных систем на энергетические характеристики ПЧ необходимо использование методов математического моделирования пространственных вязких течений.

Влияние компоновки лопасти на показатели ПЛ турбины экспериментально исследовалось на ЛМЗ и в ЦКТИ [6]. В этих исследованиях проекция выходной кромки в плане оставалась прямой и поворачивалась в окружном направлении. При этом расчетные сечения смещались на величину, линейно зависящую от значения радиуса, что соответствует простому навалу [4].

В работе [5] представлены результаты численного исследования влияния сложного окружного навала лопастей РК осевой гидромашин ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру течения и гидродинамические характеристики ПЧ, не включавшую отсасывающую трубу (ОТ). В настоящей статье приведены характеристики потока в расчетной области, включающей лопаточные системы направляющего аппарата (НА), РК и отсасывающую трубу.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 квазилинейной 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 [7, 8].

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента. В качестве объекта исследования выбрана ПЧ часть осевой поворотной лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [9]. Расчетная область состоит из лопаток НА, лопастей РК ПЛ 20/3271у-В и отсасывающей трубы. 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.

Физическая область отображается на расчетную с использованием структурированной сетки H -типа с числом ячеек приблизительно равным 2 млн.

Численные исследования влияния навала выполнены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м для оптимального режима: приведенный расход $Q'_i = 1117,9$ л/с, приведенная частота вращения $n'_i = 152,9$ мин⁻¹, открытие НА $a_0 = 56,52$ мм, угол установки лопасти РК $\varphi_l = 15^\circ$, угол потока на входе в расчетную область $\alpha_{п} = 38,9^\circ$ [8].

Результаты исследование влияния сложного окружного периферийного навала лопасти РК. Численные исследования проведены для расчетных областей с исходными лопастями РК (угол саблевидности $\gamma_U = 0^\circ$) и четырьмя вариантами сложного окружного навала (углы саблевидности $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; +20^\circ; +40^\circ$). Применение навала с углом $\gamma_U = 40^\circ$ приводит к сдвигу периферийного сечения в окружном направлении относительно исходного варианта на $7,5^\circ$, с углом $\gamma_U = 20^\circ$ – на $3,3^\circ$. На рис. 2 представлены компьютерные модели исходной лопастной системы РК, а также с углами саблевидности $\gamma_U = -40^\circ$ и $+40^\circ$.

Влияние навалов на структуру потока оценивалось по распределению компонент скорости и угла потока перед и за РК, по эпюрам давления вдоль сечений лопасти, распределению энергии по ширине канала. Рассмотрены также зависимости мощности и КПД от величины навала.

Исследования показали, что применение окружного навала лопастей РК практически не оказывает влияния на распределение компонент скорости и угла потока за НА как в расчетной области с отсасывающей трубой, так и без нее.

Окружной периферийный навал оказывает незначительное влияние на структуру потока в зоне перед РК. Некоторое отличие в распределении компонент скорости, а также относительного и абсолютного тангенциального углов потока наблюдается только на периферийном участке. Наличие в расчетной области отсасывающей трубы при исследовании потока в ПЧ оказывает заметное влияние на распределение окружной скорости и угла потока (абсолютного и относительного) на периферии в районе камеры РК.

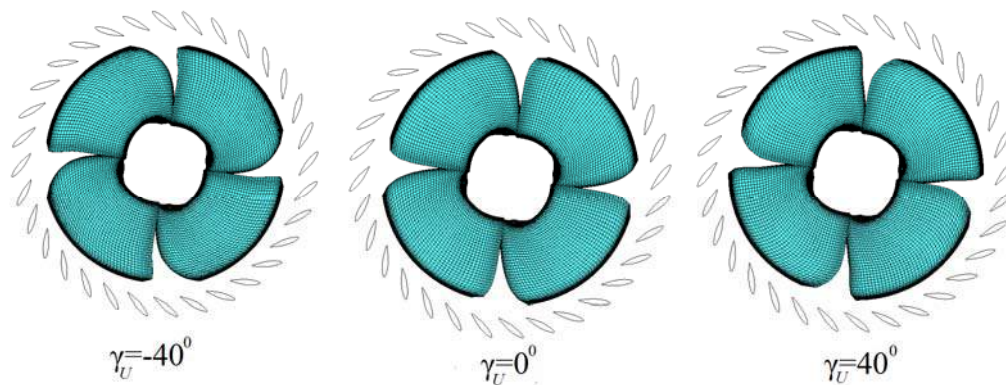
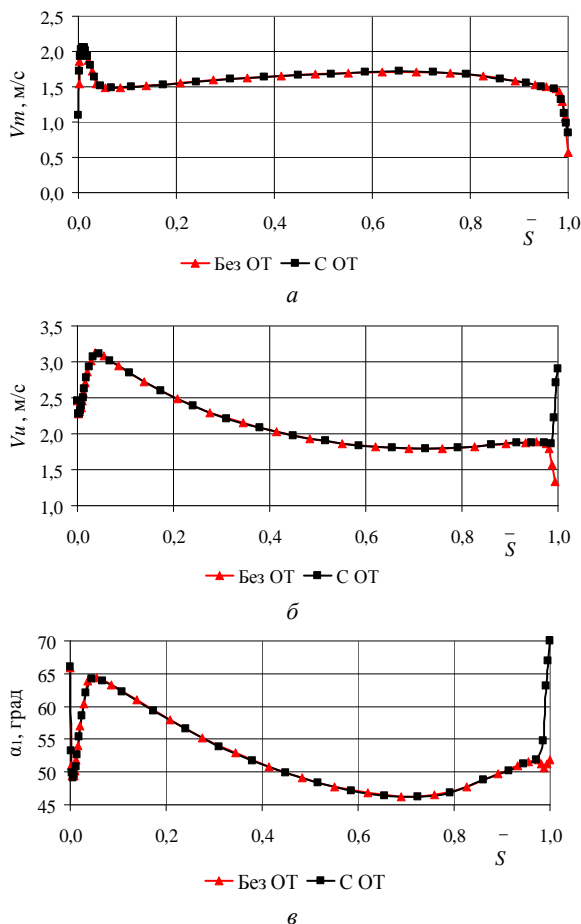


Рис. 2 – Компьютерная модель лопастей РК для трех видов навала

На рис. 3 приведено распределение меридиональной и окружной скоростей, а также абсолютного тангенциального угла потока перед РК в ПЧ с модернизированным рабочим колесом с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ с учетом ОТ и без нее.

Рис. 3 – Распределение параметром потока перед РК с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ с учетом ОТ и без нее:

a – меридиональная скорость; b – окружная скорость; α_i – абсолютный угол потока

Если в ПЧ без ОТ на периферии окружная скорость резко падает, то при учете трубы – возрастает. Учет ОТ приводит к заметному повышению значений относительного и абсолютного

углов потока в районе камеры РК. Следует отметить, что распределение меридиональной скорости перед РК по всей ширине канала практически не изменилось при учете ОТ.

На рис. 4 приведено распределение давления на поверхностях лопасти у втулки (10 % ширины канала), среднем сечении (50 %) и периферийной (90 %) области РК для пяти вариантов окружного навала. На втулочном участке (рис. 4, а) навалы не оказывают заметного влияния на эпюры распределения давления. В среднем сечении на стороне давления эпюры при навалах меняются незначительно. На стороне разрежения во входной части при отрицательных значениях угла γ_U давление повышается, при положительных – понижается, а в выходной части влияние навалов мало заметно. В периферийной зоне лопасти, подвергающейся наибольшим деформациям при рассматриваемом виде навала, происходит существенное перераспределение эпюр давления на стороне разрежения во входной части лопасти. В отличие от средней части лопасти, на периферии при отрицательных значениях угла γ_U давление значительно понижается, а при положительных – возрастает. Наиболее благоприятные эпюры – как и в ПЧ без отсасывающей трубы – 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. Учет ОТ в расчетной области не оказал заметного влияния на характер распределения давления вдоль сечений лопасти [5]. На вид эпюр скорости в средней части РК и вблизи втулки наличие ОТ также практически не оказывает влияния. На периферии при учете трубы существенно выровнялось распределение скорости на стороне разрежения во всех 5 исследуемых вариантах РК.

На рис. 5 приведены эпюры распределения относительной скорости вдоль периферийного сечения (90 % ширины канала) лопасти РК с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ в ПЧ с ОТ и без ее учета. Применение навала РК в этой ПЧ позволило получить максимальное повышение мощности и КПД [5].

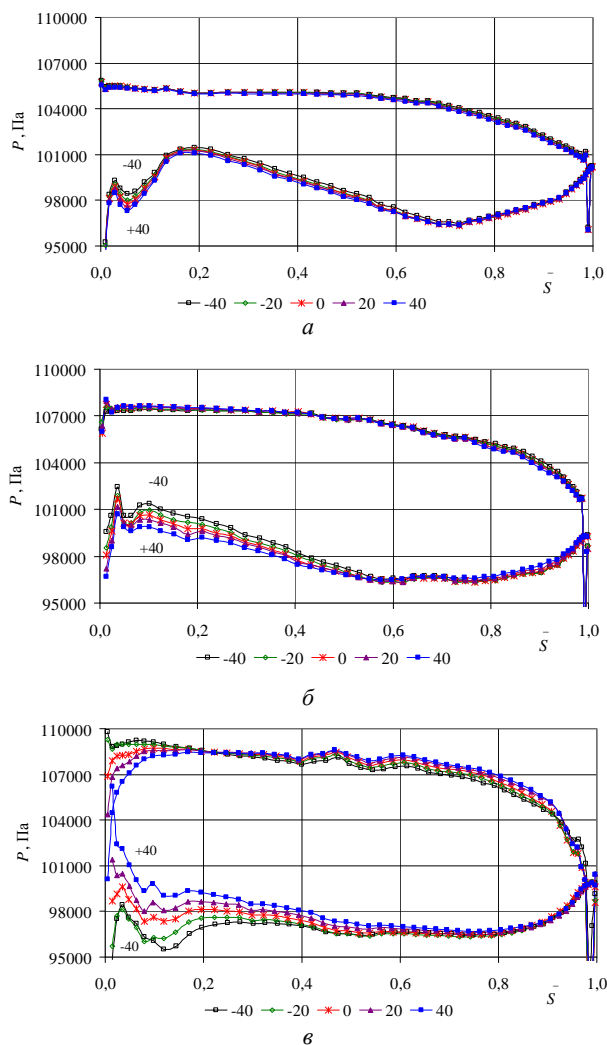


Рис. 4 – Распределение давления вдоль сечений лопасти РК при разных значениях угла саблевидности γ_U : а – втулочное; б – среднее; в – периферийное

На рис. 6 показано распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления (энергии) по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях угла саблевидности γ_U . Из представленных результатов видно, что навалы приводят к заметному перераспределению энергии по ширине канала. Навалы с отрицательными значениями угла γ_U приводят к повышению значений энергии в области втулки, положительные понижают.

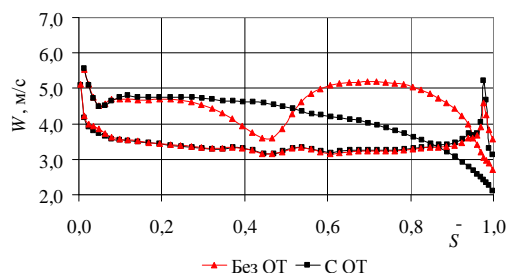


Рис. 5 – Распределение относительной скорости вдоль периферийного сечения лопасти РК с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ в ПЧ с ОТ и без нее

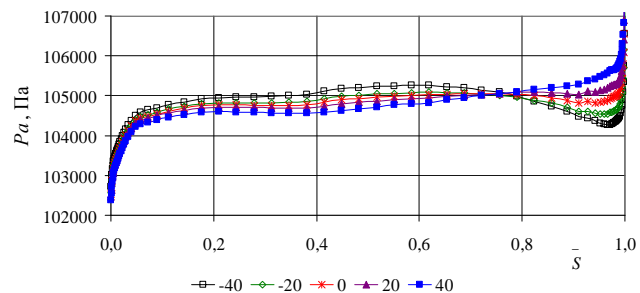


Рис. 6 – Распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях окружного навала

При относительной ширине канала около 80 % значения полного давления выравниваются, и на периферии наблюдается обратная картина распределения. Таким образом, за счет применения окружного навала, можно добиться более равномерного распределения энергии по ширине канала. В исследуемом РК ПЛ 20/3271у-В наиболее равномерное распределение энергии получено в исходном варианте ($\gamma_U = 0^\circ$) и в РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Учет в расчетной области ОТ не приводит к изменению распределения энергии на большей части канала РК. Но вблизи камеры РК (при относительной ширине канала около 95 %) происходит резкое увеличение значений абсолютного полного давления, тогда как в ПЧ без ОТ, наоборот, наблюдалось заметное их снижение [5].

На рис. 7 (слева) 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 . Эти данные необходимы для оценки изменения граничных условий на входе в отсасывающую трубу. Из рисунка видно, что применение сложного окружного периферийного навала мало влияет на величину закрутки потока и значение угла потока за РК. Навалы заметно влияют на распределение расходной скорости V_m . Для исследуемого РК наиболее плавная эпюра скорости получена при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Справа на рис. 7 приведено распределение меридиональной и окружной скоростей, а также угла потока за рабочим колесом в ПЧ с углом саблевидности навала РК $\gamma_U = -20^\circ$ с учетом и без учета отсасывающей трубы. Как видно, в средней части лопасти наличие ОТ в расчетной области практически не сказывается на виде эпюр. А во втулочной области и, особенно на периферии различие весьма существенно. Меридиональная скорость при учете ОТ в этих зонах распределяется более равномерно, меньше затормаживается у камеры РК. Эпюра окружной скорости на периферии, начиная с относительной ширины 90 %, резко меняет форму: при отсутствии отсасывающей трубы ее значения резко снижаются, при учете ОТ – продолжают повышаться. Значения угла потока за РК в ПЧ с ОТ тоже больше возрастают на периферийном участке. Такое различие эпюр в ПЧ с ОТ и без нее можно объяснить учетом поворота

потока в коліно отсасывающей трубы на периферии и перестройкой потока в связи с этим, а также наличием вихревого следа на выходе из обтекателя на втулке. Влияние поворота потока в коліно трубы на

структуру потока на периферии распространяется, как было показано выше, и на канал РК и на область перед ним. В зоне за НА это влияние уже практически нивелируется.

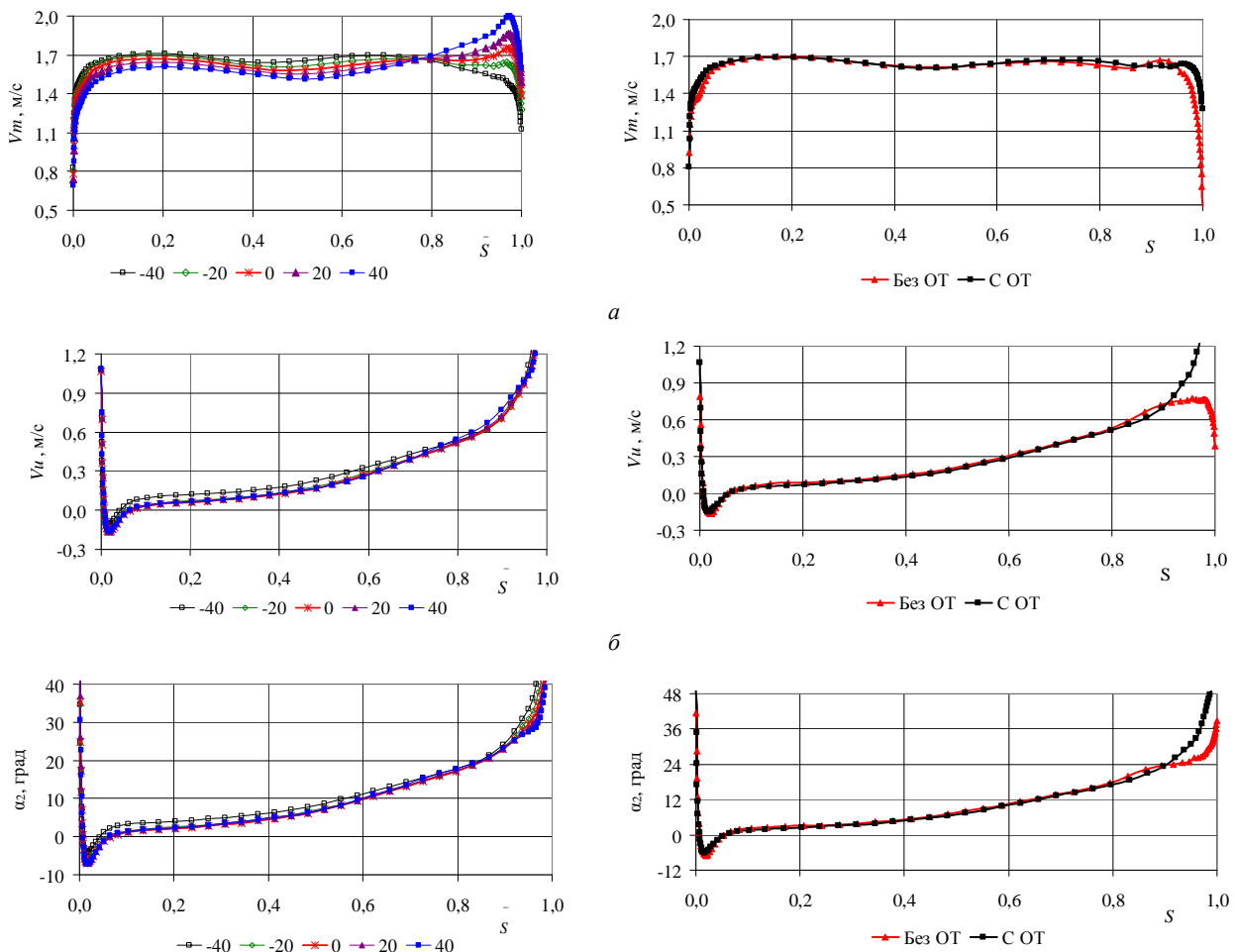


Рис. 7 – Распределение по ширине канала параметров потока за РК при разных значениях угла саблевидности (слева) и для РК с навалом при $\gamma_U = -20^\circ$ (справа):
 а – меридиональной скорости V_m ; б – окружной скорости V_u ; в – абсолютного угла потока α

Проведенные расчеты позволили определить энергетические характеристики расчетной области.

На рис. 8 приведены зависимости относительной мощности \bar{N} и КПД $\bar{\eta}$ от значений угла

саблевидности γ_U в ПЧ с учетом отсасывающей трубы и без нее. Под относительной мощностью и КПД понимается отношение этих величин в РК с навалами к соответствующим значениям исходного варианта ПЧ ($\gamma_U = 0^\circ$).

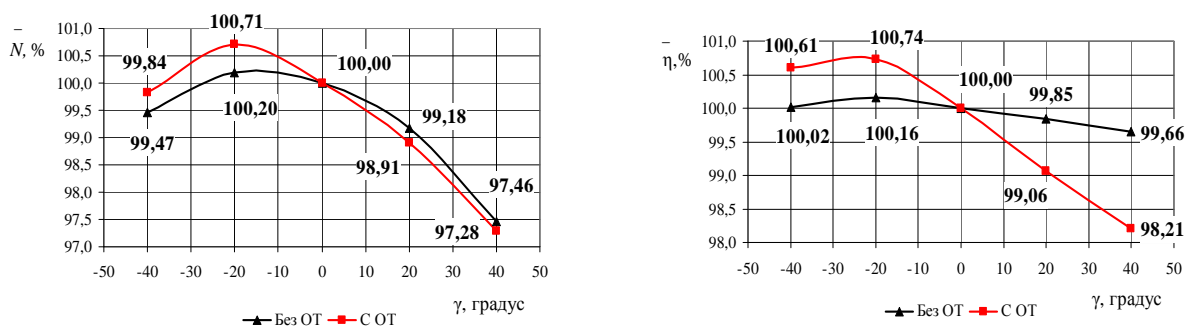


Рис. 8. Зависимость относительной мощности \bar{N} и КПД $\bar{\eta}$ проточной части от величины окружного периферийного навала

Как видно из рисунка, изменения структуры потока в результате применения окружного навала приводят к изменению энергетических характеристик ПЧ. При учете ОТ в расчетной области навалы РК оказывают большее влияние на величины мощности и КПД. Максимальное значение относительной мощности и КПД как для расчетной области с отсасывающей трубой, так и без нее, получены в ПЧ с РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$ – повышение составило около 0,7 % для обоих показателей. Следует отметить, что в этой ПЧ величина срабатываемого напора H (как в ПЧ с ОТ, так и без нее) по сравнению с исходным практически не изменилась (разность менее 0,1 %), т.е. положение режимной точки в поле универсальной характеристики осталось прежним.

На рис. 9 показана зависимость потерь в отсасывающей трубе от величины навала. Меньшие значения потерь в трубе $h_{от}$ наблюдаются у исходного варианта РК ($\gamma_U = 0^\circ$) и при угле саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$. Значения $h_{от}$ составляют порядка 1,90 %. При увеличении угла саблевидности как в положительную, так и отрицательную сторону уровень потерь в ОТ начинает заметно возрастать. Это связано с перераспределением компонент скорости (в основном на периферии) на входе в отсасывающую трубу вследствие применения навала РК (рис. 7), что, в свою очередь, привело к изменению структуры потока в самой ОТ.

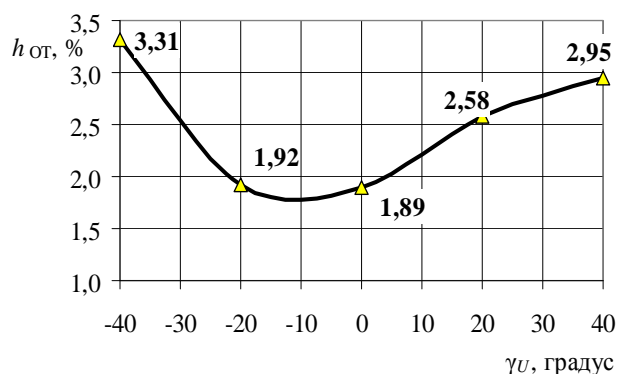


Рис. 9 – Зависимость потерь в отсасывающей трубе от величины навала РК

На рис. 10 приведен вид в плане исходной лопасти и модернизированной с навалом $\gamma_U = -20^\circ$.

Список литературы: 1. 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 РАН. – 2013. – Т. 15, № 4 (2). – С. 588–593. 2. 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. 3. Русанов А. В. Влияние пространственного профилирования направляющих лопаток на газодинамические характеристики ЦВД паровой турбины / А. В. Русанов, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов [и др.] // Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов. – 2010. – № 7 (74). – С. 65–70. 4. 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.] //

Видно, что у модернизированной лопасти выходная кромка практически радиальная и, соответственно, имеет меньшую длину. Это приводит к снижению потерь от кромочного следа по сравнению с исходным вариантом [6]. Ось поворота лопасти в модернизированном РК необходимо сместить на $1,5\text{--}2^\circ$ в сторону выходной кромки.

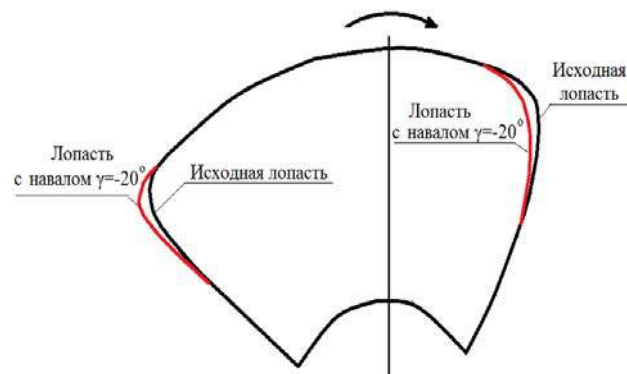


Рис. 10 – Вид в плане исходной и лучшей модернизированной лопасти

Выводы. Выполнено численное исследование влияния сложного окружного навала лопасти РК осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока и интегральные характеристики проточной части с учетом отсасывающей трубы. Проведено сравнение результатов исследования с данными расчетов ПЧ без учета ОТ. В результате установлено, что при применении периферийного навала:

- существенно меняется вид эпюр давления на поверхностях лопасти, особенно в районе входных кромок;
- возможно выровнять распределение полного давления по ширине канала;
- удалось добиться повышения максимального значения мощности и КПД при оптимальном режиме работы современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

Учет отсасывающей трубы в расчетной области позволил более точно смоделировать течение жидкости в проточной части и оценить ее энергетические показатели.

Вісник НТУ «ХП». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП». – 2015. – № 3 (1012). – С. 8–12. 5. 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. 6. 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. 7. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7. 8. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Еришов. – Х. : Ин-т пробл. машиностроен. НАН

Украины, 2008. – 275 с. 9. Русанов А. В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС / А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоробрый [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. № 1 (1044). – С. 41–48.

References: 1. Semenova, A. V., D. V. Chirkov and V. A. Skorospelov. "Primenenie metoda mnogocelevoj optimizacii dlja proektirovaniya formy lopasti rabocheho koleasa povorotno-lopastnoj gidroturbiny." *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra RAN* 15.4(2) (2013): 588–593. Print. 2. Rusanov, A. V., and Ju. P. Volkov. "Vlijanie slozhnogo navala rabochih i napravljajushhh lopatok na gazodinamicheskie harakteristiki CND parovoj turbiny na ajerodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie*. No. 3 (13). 2008. 93–97. Print. 3. Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostranstvennogo profilirovaniya napravljajushhh lopatok na gazodinamicheskie harakteristiki CND parovoj turbiny." *Dvigateli i energoustanovki aerokosmicheskikh letatel'nyh apparatov*. No. 7 (74). 2010. 65–70. Print. 4. Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostogo okruzhnogo navala lopastej rabocheho koleasa osevoj gidroturbiny PL20 na gidrodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 3 (1012). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 8–12. Print.

5. Rusanov, A.V., et al. "Vlijanie slozhnogo okruzhnogo navala lopastej rabocheho koleasa osevoj gidroturbiny na strukturu potoka i jenergeticheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Matematichne modeljuvanja v tehnici ta tehnologijah*. No. 18 (1127). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 130–141. Print. 6. Jetinberg, I. Je., and N.V. Belova. "Issledovanie vlijanija komponovki reshetok rabocheho koleasa na formu potoka i poteri jenergii." *Trudy CKTI*. Vol. 79. Leningrad, 1967. 39–50. Print. 7. Rusanov, A. V., and D. Ju. Kos'janov. "Chislennoe modelirovanie techenij vjazkoj neszhimaemoj zhidkosti s ispol'zovaniem nejavnoj kvazimonotonnoj shemy Godunova povyshennoj tochnosti." *Vostochn.-Evrop. zhurn. peredovyh tehnologij* 5 (2009): 4–7. Print. 8. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnyh gazodinamicheskikh processov v protochnyh chastjah turbomashin*. Kharkov: In-t probl. mashinostroen. NAN Ukrainy, 2008. Print. 9. Rusanov, A. V., et al. "Matematicheskoe modelirovanie techenija zhidkosti i analiz harakteristik potoka v podvode gidroturbiny PL20 Kremenchugskoj GJeS." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja*. No. 1 (1044). Kharkiv: NTU "HPI", 2014. 41–48. Print.

Поступила (received) 05.12.2015

Русанов Андрей Викторович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, заместитель директора ИПМаш НАН Украины по научной работе, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, mailto: IvLV@mail.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, mailto: IvLV@mail.ua.

Хорев Олег Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

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

Косьянов Дмитрий Юрьевич – кандидат технических наук, докторант, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; 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.

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

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

Сухоробрый Петр Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

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

Рябова Светлана Александровна – инженер конструктор гидротурбин ПАО «Турбоатом», г. Харьков; 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.