

УДК 621.224

А. В. Русанов, д-р техн. наук**Ю. В. Городецкий****Д. Ю. Косьянов****П. Н. Сухоревый**, канд. техн. наук**О. Н. Хорев**, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua)

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в отсасывающей трубе вертикальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины на напор до 20 м. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса FlowER-U. Даны анализ особенностей структуры потока для четырех режимов работы и расчет потерь энергии в отсасывающей трубе.

Наведено результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини у відсмоктувальній трубі вертикальної осевої поворотно-лопатевої гідротурбіни на напір до 20 м. Моделювання виконано за допомогою програмного комплексу FlowER-U. Надано аналіз особливостей структури потоку для чотирьох режимів роботи і розрахунок втрат енергії у відсмоктувальній трубі.

Введение

При проектировании проточных частей турбин ГЭС и ГАЭС широко используются расчетные и экспериментальные методы исследования. В последние десятилетия наметилась тенденция к увеличению доли расчетных исследований (так называемого численного эксперимента) с целью сокращения объема физического эксперимента, т.е. испытаний моделей на гидродинамических стендах. Такой подход обеспечивает разработку проточных частей с высокими энергокавитационными характеристиками, сокращение сроков и стоимости проектных работ. Повышение роли численного эксперимента стало возможным благодаря созданию более совершенных гидродинамических методов проектирования проточной части, математических моделей течения, численных методов и алгоритмов.

Отсасывающая труба гидротурбины предназначена для отвода воды от рабочего колеса (РК) в нижний бьеф и преобразования кинетической энергии потока, выходящего из РК, в энергию давления за счет увеличения площадей поперечных сечений от входа к выходу [1, 2]. Конструкция отсасывающей трубы представляет собой криволинейный диффузор с поворотным коленом, а течение в ней имеет сложный пространственный характер, зависящий от режима работы, граничных условий на входе, геометрических характеристик РК и др. Доля потерь в отсасывающей трубе в общем балансе энергии гидротурбины достаточно высока. Для их уменьшения необходимо детальное исследование и установление физических закономерностей пространственных течений, которые характеризуются наличием значительной неравномерности компонент скорости, завихрений, вторичных токов, вихревых жгутов различного происхождения и отрывов потока.

Статья является продолжением серии работ [3, 4], посвященных численному исследованию вязкого течения жидкости в проточной части поворотно-лопастной гидротурбины, разработанной на напор до 20 м. В ней представлены результаты гидродинамических расчетов для отсасывающей трубы, выполненных с помощью программного комплекса

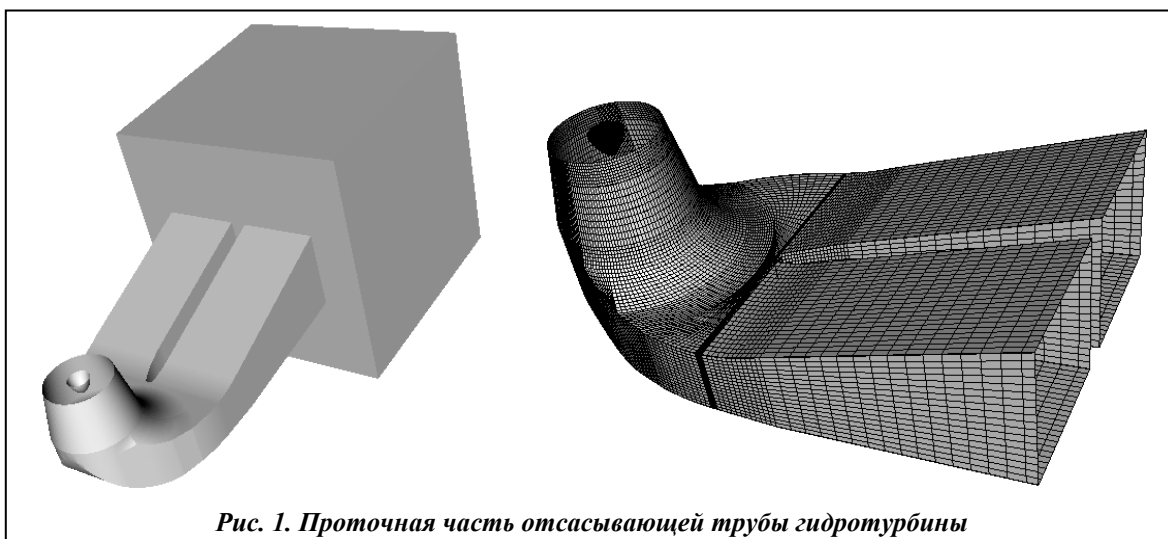


Рис. 1. Проточная часть отсасывающей трубы гидротурбины

FlowER-U. Программный комплекс *FlowER-U* позволяет моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидромашин различного типа. По результатам расчета получены характеристики потока и потери энергии в отсасывающей трубе.

1. Объект исследования

В качестве объекта исследования рассмотрена отсасывающая труба с коленом типа КУ-1ПЛ (рис. 1) номенклатурной осевой вертикальной поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ 20/811-В-50 [5], для которой известна геометрия проточной части и универсальная характеристика модели гидротурбины с $D_1 = 0,5$ м, полученная по результатам испытаний на гидродинамическом стенде. Универсальная характеристика представляет собой зависимость КПД модели от режимных параметров: приведенного расхода Q'_l и приведенной частоты вращения n'_l . Расчетные исследования в отсасывающей трубе выполнены для потока, создаваемого рабочим колесом при оптимальном значении угла установки лопасти $\varphi_l = 16^\circ$ и четырех значениях открытия направляющего аппарата: $a_o = 55, 65, 75, 85$ мм. Соответствующие им значения приведенного расхода и частоты вращения, определенные по универсальной характеристике модельной гидротурбины, представлены в табл. 1.

Таблица 1. Режимные параметры при расчетных исследованиях

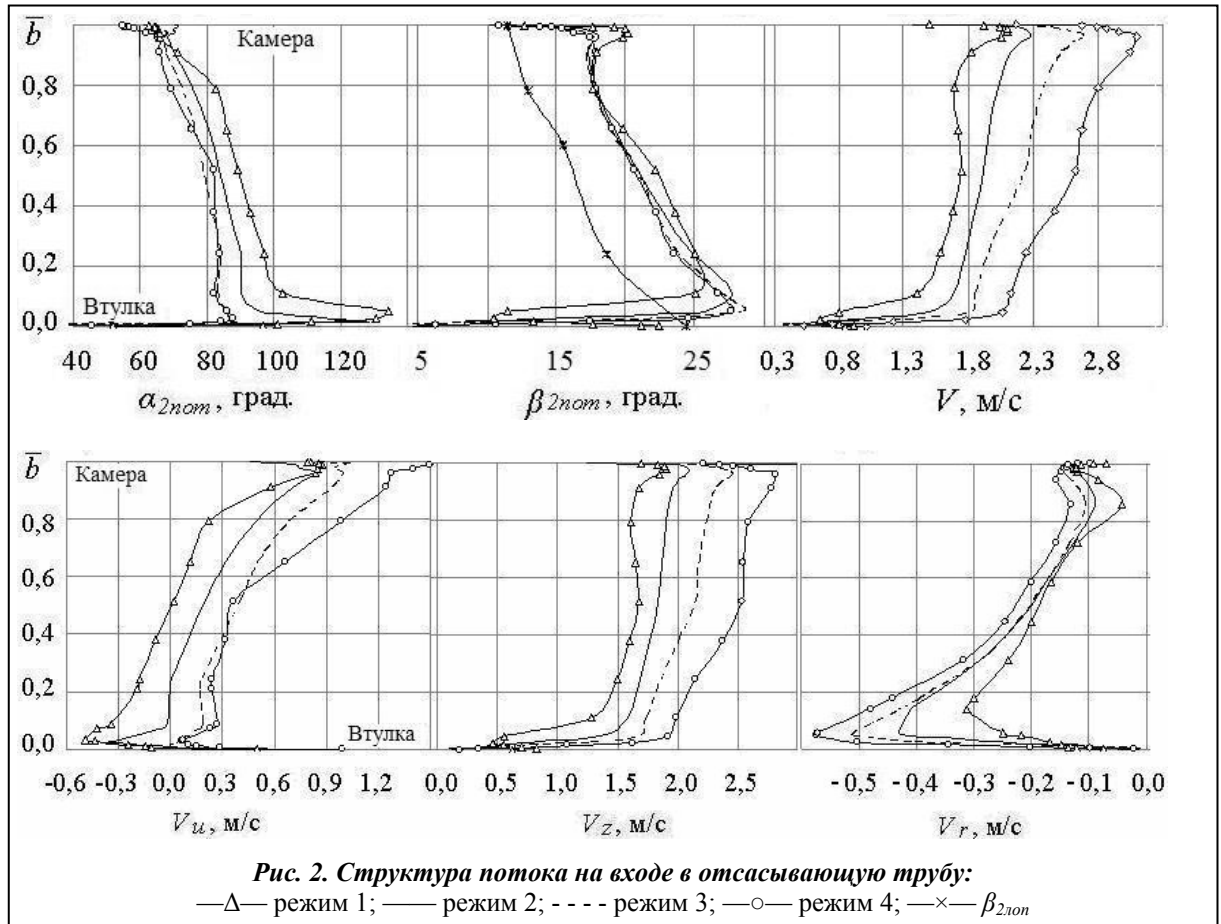
Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
a_o , мм	55	65	75	85
Q'_l , л/с	1005	1170	1360	1580
n'_l , мин ⁻¹	122	147	175	209
КПД, %	90,5	92	90	82

На границах расчетной области заданы:

- на входе в отсасывающую трубу – составляющие вектора абсолютной скорости;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из отсасывающей трубы – статическое давление.

Исследуемая отсасывающая труба осевой вертикальной гидротурбины отображается на расчётную область с помощью сетки (рис. 1) с общим числом ячеек около 2,5 млн.

Параметры для задания граничных условий на входе в отсасывающую трубу взяты из выполненного ранее расчетного исследования потока в решетках направляющего аппарата (НА) и РК данной гидротурбины [3] и приведены на рис. 2.



2. Математическая модель. Численный метод

Моделирование вязких течений несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин выполняется на основе численного интегрирования осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость,

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{1}{J_*} \left(\frac{\partial J_*(E_i + E_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial J_*(F_i + F_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial J_*(G_i + G_v)}{\partial \zeta} \right) = H,$$

где $Q = (P/\beta, u, v, w)^T$, $P = p/\rho_*$, $H = (0, 0, 2w\Omega + z\Omega^2)^T$, $E_i = (U, uU + \xi_x P, vU + \xi_y P, wU + \xi_z P)^T$, $E_v = (0, -\tau_{\xi\xi}, -\tau_{\xi\eta}, -\tau_{\xi\zeta})^T$, $F_i = (V, uV + \eta_x P, vV + \eta_y P, wV + \eta_z P)^T$, $F_v = (0, -\tau_{\eta\xi}, -\tau_{\eta\eta}, -\tau_{\eta\zeta})^T$, $G_i = (W, uW + \zeta_x P, vW + \zeta_y P, wW + \zeta_z P)^T$, $G_v = (0, -\tau_{\zeta\xi}, -\tau_{\zeta\eta}, -\tau_{\zeta\zeta})^T$, $U = \xi_x u + \xi_y v + \xi_z w$, $V = \eta_x u + \eta_y v + \eta_z w$, $W = \zeta_x u + \zeta_y v + \zeta_z w$, $\xi = \xi(x, y, z)$, $\eta = \eta(x, y, z)$, $\zeta = \zeta(x, y, z)$,

Здесь Q – вектор консервативных переменных; E_i, F_i, G_i – конвективные (невязкие) составляющие потоков; E_v, F_v, G_v – диффузионные (вязкие) составляющие потоков; x, y, z, t – декартовы координаты и время; ξ, η, ζ – обобщённые криволинейные координаты; J_* – якобиан преобразования координат; $P, p, u, v, w, \rho_*, \beta$ – соответственно кинематическое давление, давление, декартовы компоненты скорости, плотность и коэффициент искусственной сжимаемости соответственно. Уравнения записаны в обобщённой криволинейной системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью Ω вокруг оси x [6]. Предполагается, что температура жидкости постоянна.

Для учета турбулентных явлений использовалась дифференциальная двухпараметрическая модель SST Ментера [7].

Численное интегрирование уравнений выполнялось с помощью неявной квазилинейной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [6, 8].

3. Результаты расчетного исследования течения

Параметры потока на входе в отсасывающую трубу характеризуются значительной неравномерностью. Преобладающей составляющей абсолютной скорости является расходная V_z , которая достигает 95 % от V (рис. 2). Значение V_z возрастает от втулки к периферии лопасти. С увеличением открытия НА и расхода значения расходной составляющей скорости также становятся больше.

Угол потока $\alpha_{2\text{пот}}$ при оптимальном расходе у втулки равен 90° и плавно уменьшается до 70° у камеры РК. Окружная составляющая скорости V_u , определяющая закрутку потока на входе в отсасывающую трубу, имеет небольшие отрицательные значения у втулки, уже на расстоянии 20% ширины лопасти меняет знак и увеличивается к камере, достигая 30% от расходной составляющей скорости. С изменением режима работы меняется и распределение закрутки потока по ширине лопасти. При уменьшении расхода увеличивается доля отрицательной закрутки, а с увеличением расхода возрастает положительная закрутка потока.

Радиальная составляющая скорости V_r на периферии лопасти близка к нулю и возрастает у втулки, достигая 20% от расходной составляющей V_z .

Угол потока в относительном движении $\beta_{2\text{пот}}$ в области выходных кромок РК больше лопастного угла $\beta_{2\text{лоп}}$ примерно на 5° для всех исследуемых режимов работы и увеличивается от камеры к втулке (рис. 2).

На рис. 3 показана визуализация изолиний полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы для четырех режимов работы. Видно, что поток в трубе является существенно неравномерным, для всех исследуемых режимов по всей длине трубы имеют место застойные области, где скорость течения близка к нулю. В вертикальном диффузоре наиболее равномерное течение получено для оптимального расхода (режим 2), при других режимах за обтекателем наблюдается гидродинамический след (вихревой жгут), который проникает в колено отсасывающей трубы. Наибольшие застойные зоны получены в горизонтальном диффузоре, они занимают значительную часть трубы и расположены в основном в области выходного сечения.

Поля нормальной составляющей скорости V_n вдоль отсасывающей трубы для четырех значений расхода в поперечных сечениях (рис. 3,б) представлены на рис. 4. В поперечных сечениях трубы большие значения расходной составляющей скорости получены у стенок, а меньшие – в центре. В выходном сечении находятся области с противотоками, где отрицательные значения расходной составляющей скорости достигают 30% от наибольшего значения. Значительная неравномерность скорости наблюдается в левой (по ходу движения жидкости) части горизонтального диффузора, что можно объяснить преобладанием положительной закрутки потока на выходе из РК для всех исследованных режимов и асимметричным расположением горизонтального диффузора относительно оси турбины.

Траектории движения частиц жидкости, расположенных во входном сечении трубы у втулки на радиусе $R = 0,23$ м, в средней части $R = 0,33$ м и на периферии $R = 0,47$ м, по длине отсасывающей трубы для оптимального значения расхода (режим 2), представлены на рис. 5.

По результатам расчета пространственного потока в отсасывающей трубе был определен коэффициент Кориолиса K , характеризующий неравномерность значений скорости в выходном сечении трубы и представляющий собой отношение кинетической энергии реального потока к кинетической энергии, рассчитанной по средней расходной скорости (табл. 2). Наименьшее значение коэффициента K получено для оптимального режима.

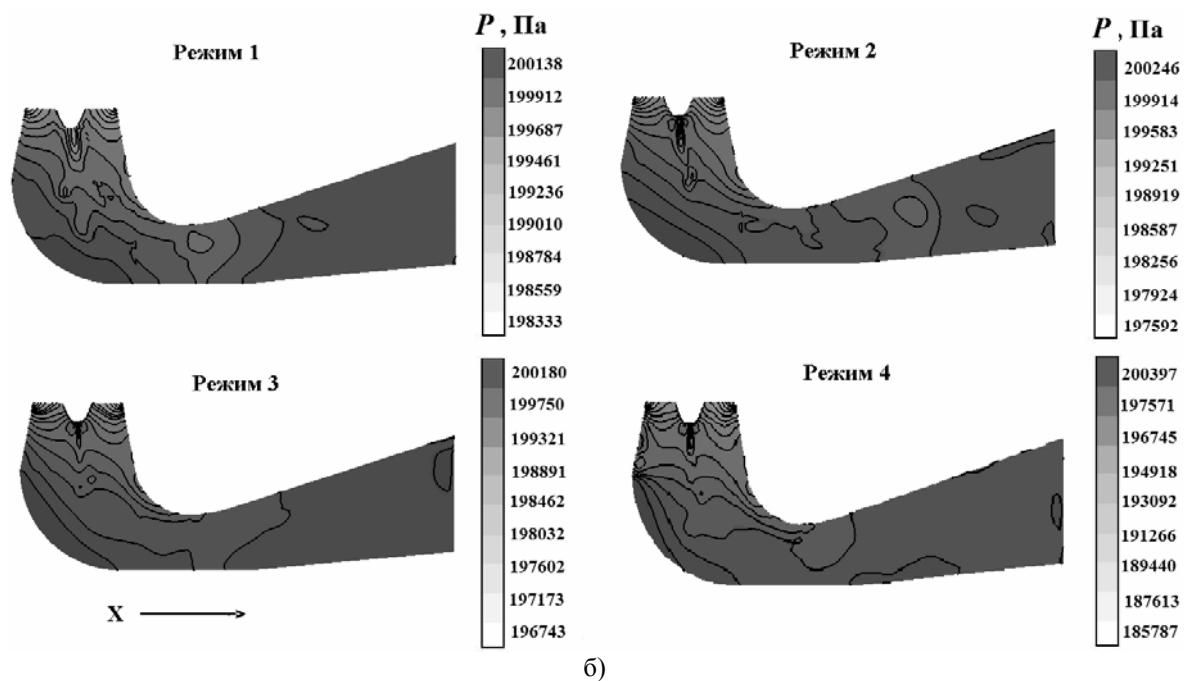
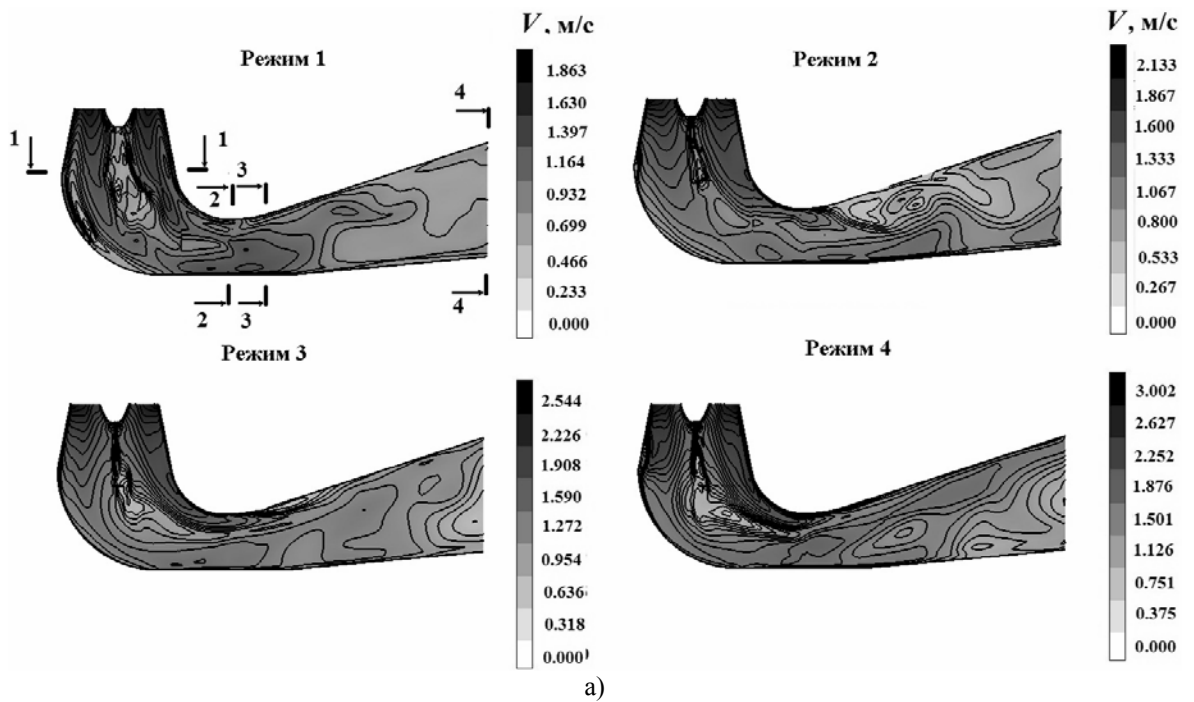


Рис. 3. Визуализация течения в среднем сечении отсасывающей трубы для четырех режимов работы:
 а) – изолинии полной скорости; б) – изолинии статического давления

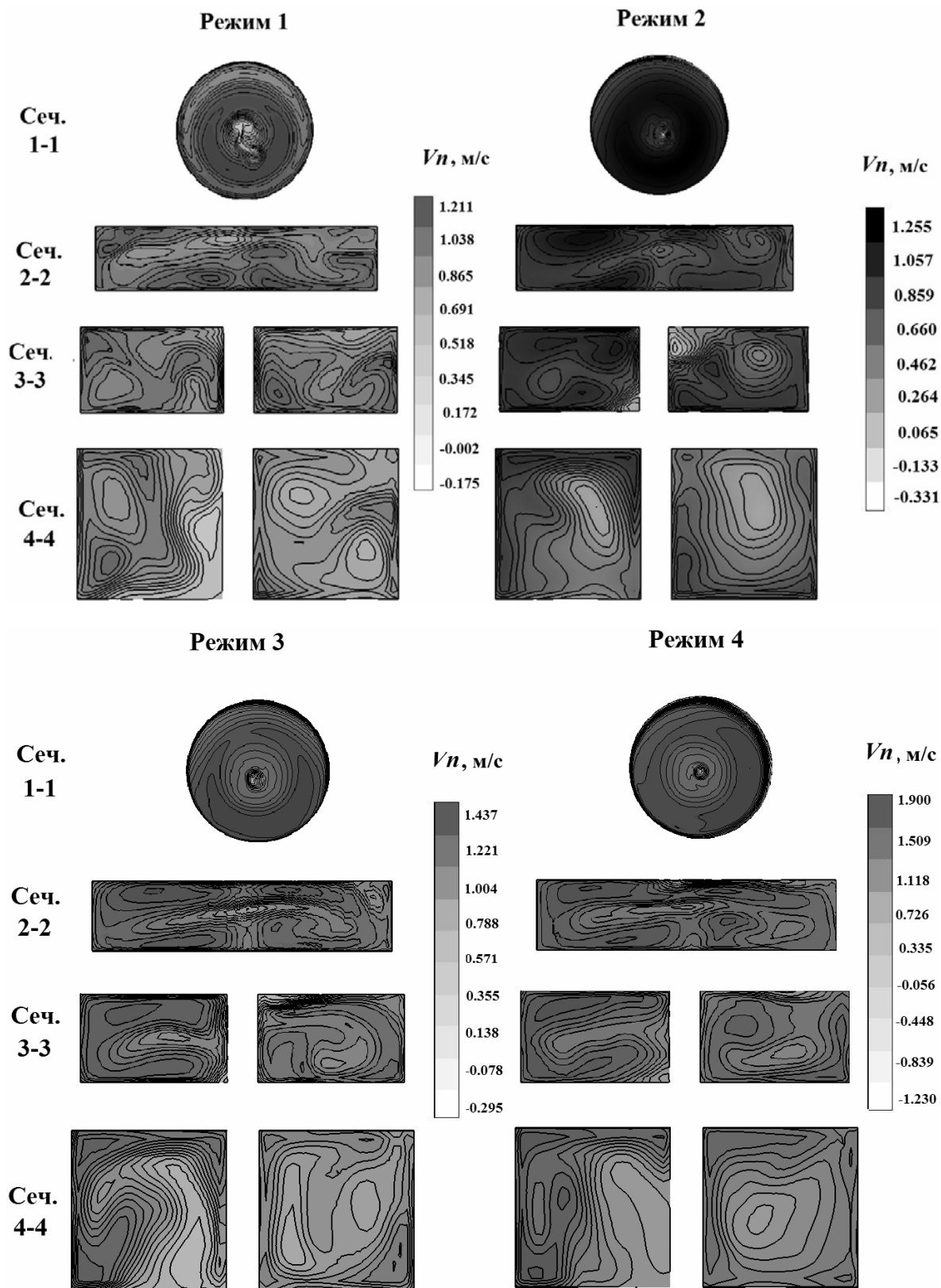


Рис. 4. Изолинии нормальной составляющей скорости в поперечных сечениях отсасывающей трубы

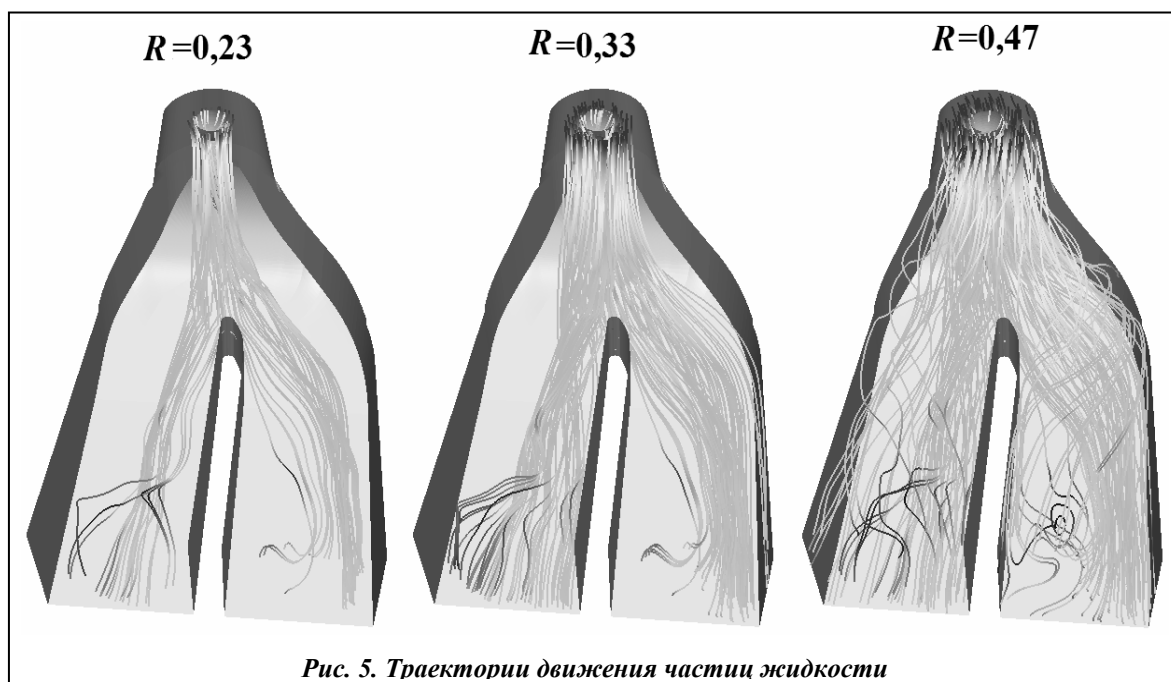


Рис. 5. Траектории движения частиц жидкости

Таблица 2. Значения коэффициента Кориолиса в отсасывающей трубе

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
$Q_l', \text{ л/с}$	1005	1170	1360	1580
$n_l', \text{ мин}^{-1}$	122	147	175	209
K	1,77	1,73	2,03	2,51

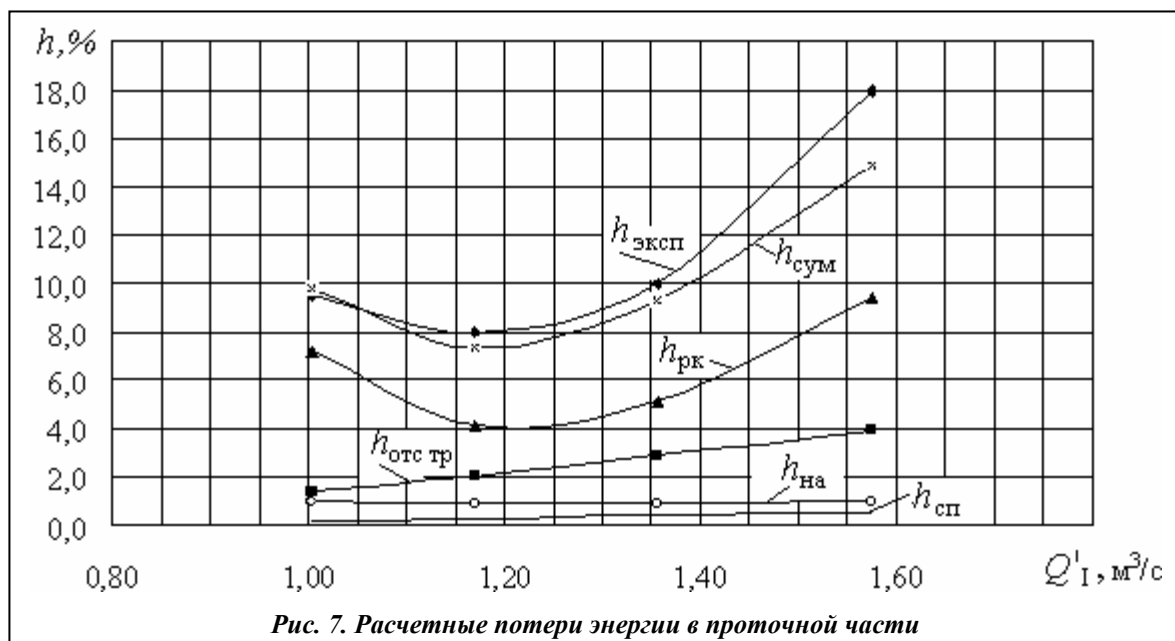
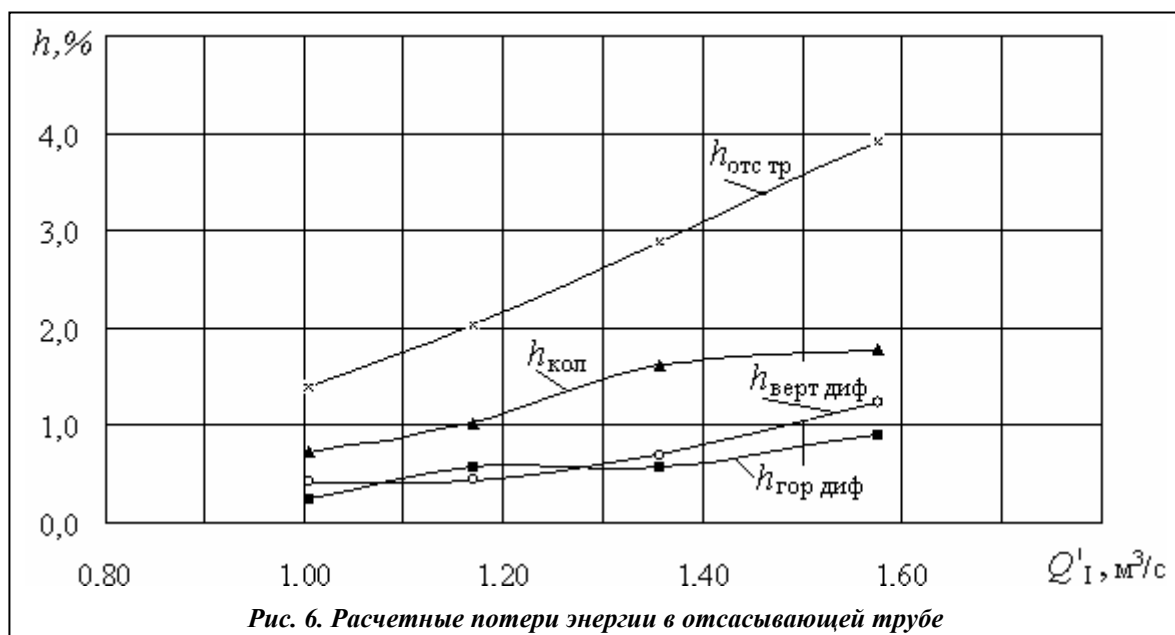
Полученные в результате расчетного исследования данные о структуре пространственного течения жидкости в отсасывающей трубе гидротурбины качественно согласуются с результатами экспериментального измерения потока пятиканальными шаровыми зондами на гидродинамическом стенде [2, 9].

Выполненные расчетные исследования пространственного течения вязкой жидкости позволили определить потери энергии в отсасывающей трубе $h_{\text{отс тр}}$, а также выделить потери в вертикальном диффузоре $h_{\text{верт диф}}$, колене $h_{\text{кол}}$ и горизонтальном диффузоре $h_{\text{гор диф}}$ (рис. 6). Значения потерь энергии в отсасывающей трубе и в ее элементах увеличиваются с повышением расхода. Максимальное их значение получено в колене, что объясняется разворотом канала при одновременной диффузорности течения. При режиме 2 (оптимальном) потери в колене составляют 1% при суммарных потерях в отсасывающей трубе 2%.

Полный баланс расчетных потерь энергии в проточной части поворотной-лопастной осевой гидротурбины, с учетом результатов, представленных в [4], и их сравнение с результатами модельных испытаний на стенде показаны на рис. 7. Наибольшие потери энергии получены в РК, они определяют положение минимума потерь в проточной части в целом и оптимума универсальной характеристики гидротурбины. Минимум расчетных потерь составляет 7,4%, его положение совпадает с положением минимума, полученным в эксперименте. В зоне эксплуатации гидротурбины до $Q_l' = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$ характер изменения расчетной кривой потерь практически повторяет форму экспериментальной кривой.

Заключение

Расчетное исследование трехмерного вязкого течения жидкости в отсасывающей трубе вертикальной осевой ПЛ гидротурбины позволило получить новые данные о структуре пространственного потока в колене, вертикальном и горизонтальном диффузорах, оп-



ределить особенности течения и потери энергии в каждом из элементов. Расчетные результаты полного баланса потерь энергии в исследуемой проточной части поворотно-лопастной осевой гидротурбины хорошо согласуются с известными результатами модельных испытаний на стенде, что позволяет сделать вывод о возможности использования программного комплекса *FlowER-U* для разработки новых и совершенствования модернизируемых проточных частей гидротурбин.

Литература

1. Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. – Киев: Вища шк., 1977. – 360 с.
2. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой турбины. Ч. 1 / В. С. Квятковский // Тр. Всесоюз. ин-та гидромеханики. – М.: Машгиз, 1951. – 155 с.
3. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины / А. В. Русанов, Ю. В. Городецкий, Д. Ю. Косьянов и др. // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 4. – С. 15–23.

4. Численное исследование пространственного течения вязкой жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоробрый, О. Н. Хорев // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2010. – № 5/7 (47). – С. 33–36.
5. Турбины гидравлические вертикальные поворотные-лопастные осевые и радиально-осевые. Типы, основные параметры и размеры. – ОСТ 108.023.15–82. – Л., 1984. – 264 с.
6. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазилинейной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4–7.
7. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – Vol. 32, № 8. – P. 1598–1605.
8. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения. НАН Украины, 2008. – 275 с.
9. Губин М. Ф. Отсасывающие трубы гидроэлектростанций / М. Ф. Губин. – М: Энергия, 1970. – 270 с.

Поступила в редакцию
06.09.11

УДК 621.224

В. Н. Дедков, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: dedkov@ipmach.kharkov.ua)

ПРИМЕНЕНИЕ СЕРИЙНЫХ НАСОСОВ В КАЧЕСТВЕ ГИДРОТУРБИН ДЛЯ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Рассмотрены основные факторы, определяющие особенности применения серийных насосов при работе в турбинном режиме. Проведена оценка существующих формул определения гидравлических параметров, обеспечивающих эффективную работу центробежного насоса в качестве турбины, которые сопоставлены с экспериментальными данными. Для получения недостающих данных наряду с проведением испытаний на экспериментальных стендах возможно применение методов расчета трехмерного течения в проточной части насосов.

Розглянуті основні чинники, що визначають особливості застосування серійних насосів під час роботи в турбінному режимі. Проведена оцінка існуючих формул визначення гідравлічних параметрів, що забезпечують ефективну роботу відцентрового насоса як турбіни, які зіставлені з експериментальними даними. Для отримання бракуючих даних разом з проведенням випробувань на експериментальних стендах можливе застосування методів розрахунку тривимірної в'язкої течії в проточній частині насосів.

Введение

Одним из возможных направлений применения возобновляемых источников энергии (ВИЭ) для экономии топливно-энергетических ресурсов в Украине является использование гидроэнергетического потенциала малых рек. В работе [1] показано, что стоимость электроэнергии, выработанной на микро- и малых ГЭС, уже сейчас ниже стоимости электроэнергии, выработанной на традиционных типах электростанций, в том числе на газотурбинных, ветровых, АЭС и ТЭС. К тому же из-за постоянно растущих цен на энергоносители стоимость электроэнергии на традиционных электростанциях постоянно повышается. Использование гидроэнергетического потенциала малых рек будет способствовать децентрализации объединенной энергетической системы и улучшению энергоснабжения отдаленных и труднодоступных районов сельской местности. Именно таким путем пошли страны Евросоюза. Например, в Швейцарии процент производства электроэнергии на малых ГЭС достиг уже