

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

8,3%, в Испании – 2,8%, в Швеции – почти 3%, а в Австрии – все 10%. Тем же путем движутся Китай, ставший за последние десятилетия лидером в создании малой гидроэнергетики (около 18–20% всей электроэнергии в стране поставляют более 80 тысяч малых ГЭС) и бывшие советские республики (Литва, Киргизия, Армения и др.). Важной составляющей этого процесса является применение мини и микроГЭС для децентрализованного энергоснабжения и выработки тепловой энергии для потребителей, удаленных от промышленных сетей, например, в горных районах, фермерских хозяйствах и т.п. Увеличение стоимости энергоносителей побудило интерес к освоению новых потенциальных источников энергии, в качестве которых могут служить имеющиеся перепады в оросительных каналах, акведуках, водопроводных и технологических сетях и даже транспортные нефтепроводы.

В качестве первого шага в Украине для стимулирования использования возобновляемых источников энергии на законодательном уровне можно отметить принятие так называемых «зеленых тарифов», которые обязывают покупать произведенную на них электроэнергию по специально установленным расценкам, подобно практике, существующей в странах Европы.

Одной из причин, препятствующих широкому внедрению в настоящее время в Украине мини и микроГЭС, является высокая стоимость киловатта установленной мощности оборудования, которая связана с практическим отсутствием специализированных фирм, выполняющих весь комплекс работ – от разработки оборудования, его изготовления и монтажа с последующей пусконаладкой и сервисным обслуживанием. За рубежом существует более 300 фирм-производителей гидротурбинного оборудования различных типов мини и микроГЭС на различные параметры, но стоимость оборудования довольно высока и составляет величину порядка 1500–2000 \$/кВт, что приводит к значительным срокам окупаемости оборудования.

Альтернативой является предложение использовать в качестве гидравлических турбин для микроГЭС серийно выпускаемые насосы, которые в диапазоне мощностей 5÷1000 кВт могут успешно конкурировать с большинством применяемых типов гидротурбин при значительно меньших сроках окупаемости.

Особенности использования насосов в турбинном режиме

Исследования возможности использования насосов в качестве турбин для генерирования энергии проводились в 90-х годах в Германии [2, 3], Англии [4], Иране [5], Индии [6–7] и других странах. Возросшее в последнее время количество публикаций о проведении исследований по данной тематике в Англии, США, России, а также о конкретном применении в развивающихся странах [7,8] подтверждает необходимость и перспективность использования насосов в малой энергетике.

В основе этого предложения лежит известное из теории и практики гидромашиностроения положение о том, что гидравлическая машина является обратимой, а насосы имеют достаточно высокую эффективность в турбинном режиме и имеют некоторые преимущества по сравнению с существующими гидротурбинами для мини и микроГЭС в указанном диапазоне мощностей:

- отсутствует необходимость разрабатывать конструкции и налаживать мелкосерийное производство оборудования, т. к. насосы уже производятся, а номенклатура достаточно широка;
- серийные насосы, как правило, поставляются с асинхронным двигателем, который может быть использован в качестве генератора;
- высокая эффективность преобразования энергии, часто соответствующая уровню специально разработанных гидротурбин;
- относительно низкая стоимость оборудования, которая обеспечивает быструю окупаемость мини и микроГЭС, простота обслуживания и ремонта;

– простота и компактность конструкции позволяет рассматривать различные компоновки агрегатов мини и микроГЭС, что приводит к снижению стоимости проектирования строительной части мини и микроГЭС и сроков строительства.

К недостаткам использования насосов в качестве гидротурбин следует отнести:

- круто падающую форму кривой КПД, близкую к форме пропеллерной гидротурбины, что требует или узкого диапазона срабатываемых напоров или установки частотного конвертора, допускающего работу генератора с переменной частотой вращения с последующим преобразованием в промышленную частоту, что удорожает установку;
- отсутствие экспериментальных характеристик насосов в турбинном режиме работы, которые необходимы для оптимального выбора оборудования на заданные параметры;
- отсутствие, как правило, регулирующих органов в насосе (кроме задвижки на напорном трубопроводе, использование которой приводит к ухудшению условий работы при частичных нагрузках).

На рис. 1 представлены области использования для различных типов гидротурбин, применяемых в качестве энергетического оборудования мини и микроГЭС, и область напоров и мощностей, в которой могут быть использованы серийные насосы по данным работы [2]. Из приведенной диаграммы следует, что серийные насосы могут заменить оборудование мини и микроГЭС для турбин типа Банки, радиально-осевых типа Френсиса и активных турбин типа Пельтона в диапазоне напоров $H = 10\text{--}100$ м.

Для обоснованного выбора типа насоса, который обеспечивает в определенных рабочих режимах требуемые параметры турбинного режима, необходимо наличие характеристики в данном режиме. Отсутствие экспериментальных характеристик насосов в турбинном режиме приводит к необходимости устанавливать на основе известной насосной характеристики соотношения между значениями напора $H_{T\eta_{max}}/H_{H\eta_{max}}$ и расхода $Q_{T\eta_{max}}/Q_{H\eta_{max}}$ для точки с максимальным КПД в турбинном и насосном режимах приблизительно при помощи теоретического анализа [2–8], в том числе с использованием методов вычислительной гидродинамики (CFD) [9, 10].

Рассмотрим особенности течения в насосном и турбинном режимах для рабочего колеса насоса. Приблизительно эти соотношения можно установить на основе анализа треугольников скоростей и уравнения Эйлера

$$H_{\text{ТЕОР}} = \frac{1}{g} (V_{U\text{НАП}} \cdot U_{U\text{НАП}} - V_{U\text{ВС}} \cdot U_{U\text{ВС}}). \quad (1)$$

При предположении, что максимальные значения КПД имеют место при условии подвода потока к рабочему колесу в насосном режиме без предварительного закручивания ($V_{U\text{ВС}} = 0$) и осевого выхода потока из лопастной системы в турбинном режиме ($V_{U\text{ВС}} = 0$), уравнение (1) с учетом гидравлического КПД проточной части η_r будет иметь вид для насосного режима

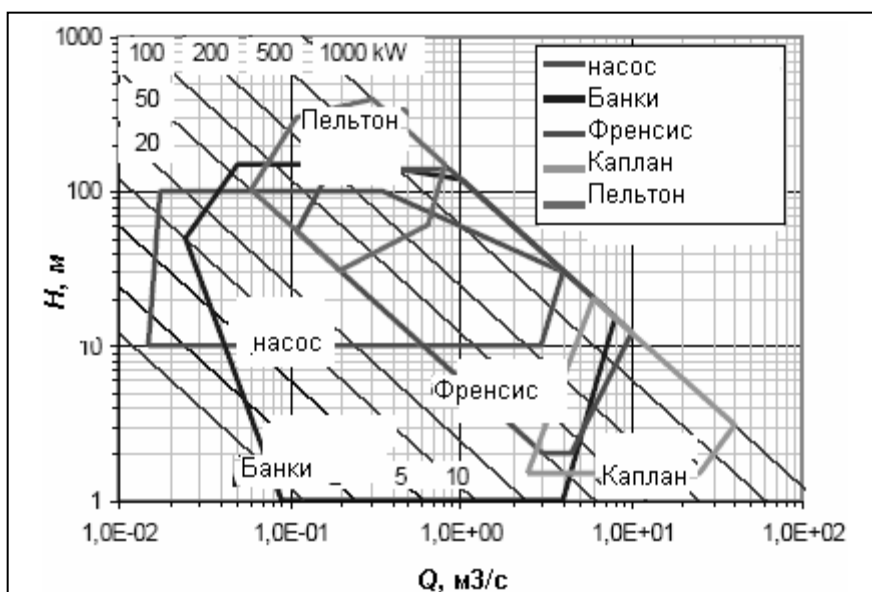


Рис. 1. Области использования стандартных насосов в качестве турбин по данным [2]

$$\frac{H_H}{\eta_{гН}} = \frac{1}{g} (V_{UH} \cdot U_{UH}), \quad (2)$$

а для турбинного режима

$$H_T \eta_{гТ} = \frac{1}{g} (V_{UH} \cdot U_T). \quad (3)$$

При равенстве циркуляций, создаваемых или срабатываемых лопастной системой, из уравнений (2) и (3) следует, что для точек с максимальным КПД отношение напоров турбинного и насосного режимов

$$H_{T, \eta_{max}} / H_{H, \eta_{max}} = 1 / \eta_{гН} \cdot \eta_{гТ}. \quad (4)$$

Для определения соотношения между значениями расхода $Q_{T, max} / Q_{H, max}$ для точки с максимальным КПД в турбинном и насосном

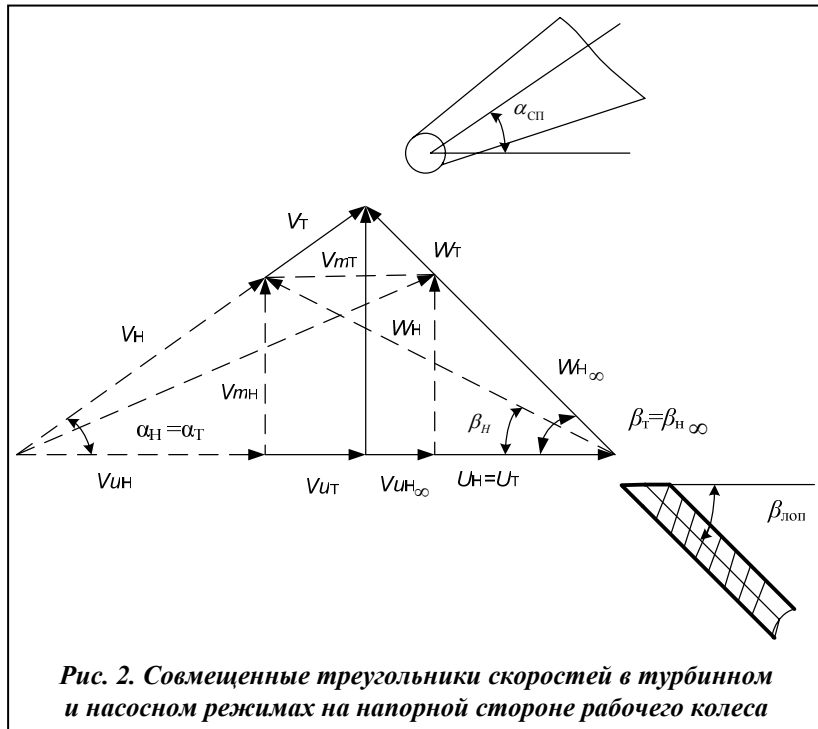


Рис. 2. Совмещенные треугольники скоростей в турбинном и насосном режимах на напорной стороне рабочего колеса

режимах рассмотрим совмещенные треугольники скоростей в турбинном и насосном режимах на напорной стороне рабочего колеса (р.к.), приведенные на рис. 2.

При расчете геометрии элементов отвода насоса для достижения максимальной эффективности проточной части угол выхода потока в абсолютном движении α_n должен соответствовать углу отвода α_{cp} . Следовательно, в турбинном режиме поток натекает на р.к. под углом $\alpha_{cp} = \alpha_n$ в абсолютном движении, а оптимальный режим характеризуется минимумом ударных потерь на входе, т. е равенством углов $\beta_T = \beta_{лоп}$ в относительном движении. Чтобы достичь этого, расходная скорость V_{mT} должна быть выше в режиме турбины, чем в режиме насоса. По этой же причине насос в турбинном режиме имеет максимальный КПД при больших значениях расхода по сравнению с режимом нагнетания, что приводит к примерно одинаковому значению максимального КПД или, особенно для низких быстроходностей, даже более высокому в режиме турбины, чем в режиме насоса [5]. Относительная величина объемных и дисковых потерь в точке с максимальным КПД ниже за счет большей мощности, развиваемой р. к. в турбинном режиме.

Для схемы бесконечного числа лопастей угол потока в относительном движении β_n на выходе в насосном режиме совпадает с углом установки лопасти $\beta_{лоп}$, что имеет место и в турбинном режиме. За счет отклонения потока из-за влияния конечного числа лопастей в насосном режиме происходит уменьшение угла потока β_n при сохранении величины расходной составляющей скорости V_{mH} по сравнению со схемой бесконечного числа лопастей. Таким образом, соотношение расходов в оптимумах характеристик $Q_{T, max} / Q_{H, max}$ в основном зависит от величины отклонения потока, который в свою очередь определяется геометрическими параметрами лопастной системы р. к.

Для определения величины отклонения потока в рамках струйной теории существует несколько разновидностей поправок на конечное число лопастей, заданных эмпирическими зависимостями, предложенными рядом авторов. Однако такой способ основан на весьма грубых допущениях, т. к. не учитывается форма профилей лопасти, геометрия подвода и отвода и пространственные эффекты в проточной части насоса.

В большинстве рассмотренных работ [2–8] этот вопрос исследовался на основе экспериментальных данных и теоретического анализа. На практике при отсутствии информа-

ции о параметрах турбинного режима применяют приближенные формулы расчета, предложенные рядом авторов.

Так, например, соотношения между значениями напора $H_{T,\eta_{\max}}/H_{H,\eta_{\max}}$ и расхода $Q_{T,\eta_{\max}}/Q_{H,\eta_{\max}}$ для точки с максимальным КПД в турбинном и насосном режимах составляют по данным монографии Степанова [11]

$$h = \frac{H_{T,\eta_{\max}}}{H_{H,\eta_{\max}}} = \frac{1}{\eta_{ГН} \cdot \eta_{ГТ}}, \quad q = \frac{Q_{T,\eta_{\max}}}{Q_{H,\eta_{\max}}} = \frac{1}{\sqrt{\eta_{ГН} \cdot \eta_{ГТ}}}, \quad (5)$$

что совпадает с уравнением (4), а по данным Шармы [10]

$$h = \frac{H_{T,\eta_{\max}}}{H_{H,\eta_{\max}}} = \frac{1}{\eta_{\max H}^{0.8}}, \quad q = \frac{Q_{T,\eta_{\max}}}{Q_{H,\eta_{\max}}} = \frac{1}{\eta_{\max H}^{1.2}}. \quad (6)$$

Результаты, полученные по этим соотношениям в зависимости от исследуемой быстроходности, типа и конструкции насоса, имели очень большой разброс результатов – от ± 2 до $\pm 20\%$ отклонений от экспериментальных данных [10].

Экспериментальные исследования насос-турбин

На универсальном гидродинамическом стенде лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины проведены модельные исследования двух вариантов рабочих колес РК-1 и РК-3 для турбинного и насосного режимов работы в проточной части обратимой гидромашины быстроходностью 200. Проточная часть модели гидромашины состоит из спиральной камеры, имеющей скоростной коэффициент во входном сечении $K = 0,87$; статора с тороидальными кольцами и числом колонн $Z_1 = 8$ постоянной высоты $b_1 = 0,149D_1$; направляющего аппарата (н. а.) с 16 лопатками ($Z_0 = 16$) высотой $b_0 = 0,149D_1$ и симметричным профилем, диаметр расположения осей поворота $D_0 = 1,16D_1$; (р. к.) ОРО 70/5215 (РК-1) с диаметром $D_1 = 0,35$ м и числом лопастей $Z_1 = 6$, диаметром на всасывающей стороне $D_{вс} = 0,6D_1$; изогнутой отсасывающей трубы с коленом турбинного типа.

Кроме описанной проточной части обратимой гидромашины проведены экспериментальные исследования двух вариантов р. к.

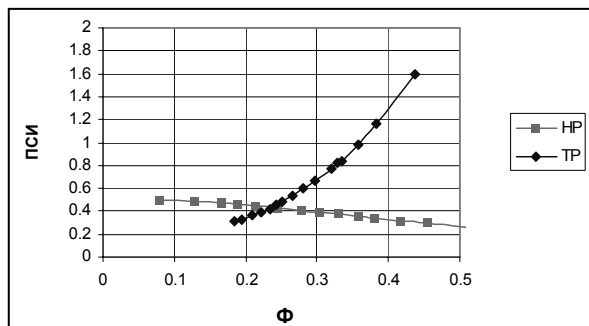


Рис. 3. Зависимости коэффициента напора в ТР и НР от коэффициента расхода

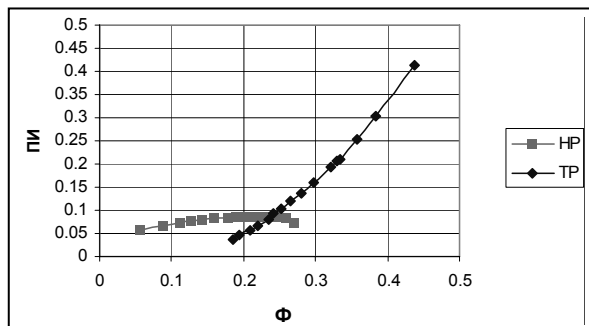


Рис. 4. Зависимости коэффициента мощности в ТР и НР от коэффициента расхода

РК-1 и РК-3 в проточной части с демонтированным н. а. В случае отсутствия н.а. проточная часть идентична проточной части насоса, что позволяет использовать результаты экспериментальных исследований для получения экспериментальных характеристик и уточнения приближенных формул расчета гидравлических параметров в турбинном режиме.

Экспериментальные характеристики исследованного варианта проточной части с р. к. РК-1 для турбинного (ТР) и насосного режимов (НР) приведены на рис. 3–5. В насосостроении принято использовать безразмерные коэффициенты напора ψ , подачи расхода Φ и мощности π , которые вычисляются по формулам $\psi = \frac{H}{n^2 \cdot D^2}$, $\Phi = \frac{Q}{n \cdot D^3}$,

$\pi = \frac{P}{n^3 \cdot D^5}$ и связаны с приведенными величинами n_1^1 и Q_1^1 , обычно используемыми в турбиностроении, следующими соотноше-

ниями: $\psi = \left(\frac{60}{n_1}\right)^2$, $\Phi = Q_1^! * \sqrt{\Psi}$.

Результаты исследований подтверждают основные положения, полученные из литературных источников и проведенного анализа. Максимальное значение КПД в турбинном режиме имеет место при больших значениях напоров и расходов, чем в насосном режиме, что приводит к увеличению мощности турбины.

Экспериментальные параметры в оптимумах характеристик турбинного и насосного режимов для исследуемых проточных частей при отсутствии н. а. приведены в табл. 1.

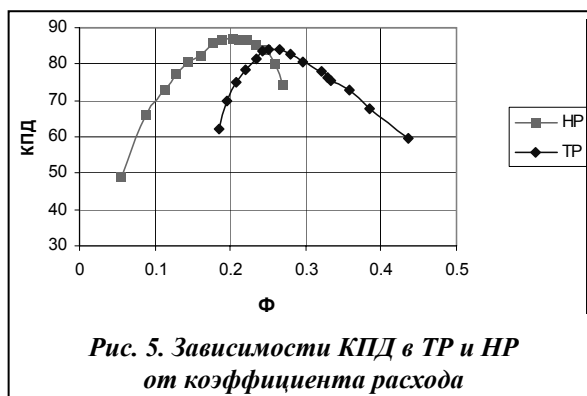


Рис. 5. Зависимости КПД в ТР и НР от коэффициента расхода

Таблица 1. Экспериментальные параметры р.к. РК-1 и РК-3 в оптимумах характеристик

Шифр проточной части	Экспериментальные параметры в оптимумах характеристик					
	Турбинный режим			Насосный режим		
	$Q_1^!$, м ³ /с	$n_1^!$, мин ⁻¹	η , %	$Q_1^!$, м ³ /с	$n_1^!$, мин ⁻¹	η , %
РК-1	0,358	89,0	84,2	0,33	98,0	87,0
РК-3	0,365	88,8	85,4	0,335	92,0	89,6

Сравнение экспериментально полученных соотношений между значениями напора $h = H_{T\eta_{max}}/H_{H\eta_{max}}$ и расхода $q = Q_{T\eta_{max}}/Q_{H\eta_{max}}$ в точках с максимальным КПД в турбинном и насосном режимах для р. к. РК-1 и РК-3 с результатами, полученными по зависимостям (5), (6), приведены в табл. 2. Для р.к. РК-1 величины h и q , определенные экспериментально, ближе всего к определенным по формуле (4), которая совпадает с рекомендациями Степанова, а для р.к. РК-3 ближе к величинам, определенным по рекомендациям Шармы. Указанные р.к. имеют одинаковые число лопастей, значения b_0 и $D_{вс}$ и угла установки лопасти $\beta_{лоп}$ на напорной стороне, но отличаются геометрией меридионального сечения и межлопастного канала. Оптимизация геометрии лопасти приводит к значительному повышению КПД в турбинном и особенно в насосном режиме для РК-3 и соответственно к уменьшению значений h и q по сравнению с экспериментальными. Кроме того, в табл. 2 приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных, полученных из источников [5, 10, 12] для насосов в диапазоне быстроходностей $n_{сн} = 56-297$. Оно также подтверждает разброс результатов отклонений расчетных и экспериментальных данных [10], доходящий по напору до 5, а по расходу – до 12%, причем для рассматриваемого диапазона быстроходностей ближе к экспериментальным оказываются рекомендации Степанова. Поэтому статистические методы обработки данных экспериментальных исследований, которые применены в работах [5, 8, 10], не могут обеспечить приемлемой точности прогнозирования гидравлических параметров турбинного режима. Перспективным способом определения соотношения напоров и расходов в оптимумах характеристик является наряду с экспериментальными использование расчетных методов вычислительной гидродинамики (CFD) в трехмерной постановке, что подтверждают результаты, полученные в работах [9, 10].

Таблица 2. Сравнение экспериментальных и расчетных величин h и q

Тип р. к.	Быстроходность	КПД		Эксперимент		Расчет по формуле (5)		Расчет по формуле (6)		Расчет CFD	
		n_{SH}	$\eta_{ГН}(\eta_{ГН})$	$\eta_{ГТ}$	h	q	h	q	h	q	h
насос [12]	297	0,91	0,84	1,25	1,379	1,263	1,238	1,2	1,119	–	–
РК-1	205	0,91	0,882	1,238	1,208	1,245	1,116	1,1198	1,0783	–	–
РК-3	195	0,934	0,894	1,09	1,137	1,195	1,0926	1,091	1,0597	–	–
насос [5]	144	0,85	–	1,4	1,35	1,38	1,18	1,22	1,14	–	–
насос [10]	56	0,89	–	1,518	1,25	1,52	1,23	1,15	1,097	1,55	1,219

Заключение

1. Анализ литературных источников показывает, что применение серийных насосов в качестве гидротурбин является успешной альтернативой применению специально разработанных гидротурбин для мини и малых ГЭС.

2. Для надежного применения насосов в качестве гидротурбин производителям необходимо получать характеристики насосов в турбинном режиме экспериментально, что может способствовать расширению их рынков и лучшему использованию доступного гидравлического потенциала

3. При условии наличия геометрии и накоплении определенного опыта возможно использование методов расчета трехмерного вязкого течения в проточной части для получения необходимых гидравлических параметров серийных насосов в турбинном режиме с удовлетворительной точностью.

Литература

1. Мхитарян Н. М. Основные направления и стратегия развития возобновляемой энергетики в Украине / Н. М. Мхитарян // Відновлювана енергетика. – 2005. – № 1. – С. 8–18.
2. Engeda A. Auswahl von Kreiselpumpen als Turbinen / A. Engeda, P. Strate, M. Rautenberg // Pumpentagung Karlsruhe'88, Sektion A6, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt/Main, Oktober 1988. – P. 12–19.
3. Baumgarten S. Pumpen als Turbinen / S. Baumgarten, W. Guder // KSB Pump company, Technik kompakt, July 2005. – № 11. – P. 2–9.
4. Williams A. A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods / A. A. Williams // Proc. IMech. Part A. – 1994. – Vol. 208. – P. 59–66.
5. Nourbakhsh A. Mini and Micro Hydropower Stations for Production Inexpensive Energy / A. Nourbakhsh, S. Derakhshan // HIDROENERGIA 2008-05-04, Intern. Conf. and Exhibition, SMALL HYDROPOWER, Bled-Slovenia, 11-13 June 2008.
6. Singh P. Performance Evaluation of the Pump as Turbine based Micro Hydro Project in Kinko Village, Tanzania / P. Singh, V. Ramasubramanian, A. Rao // Himalayan Small Hydropower Summit, Dehradun, India, October 12–13, 2006. – P. 159–166.
7. Maher P. Assessment of pico hydro as an option for off-grid electrification in Kenya / P. Maher, N. A. Smith, A. A. Williams // J. Renewable Energy. – 2003, Vol. 28. – P. 1357–1369.
8. Singh P. Experimental and Computational Studies of the Effect of «Casing Eye Rib» on the Swirl Flow at the Exit of a Pump as Turbine / P. Singh, J. T. Kshirsagar, S. Caglar // Proc. ASME Heat Transfer. – Fluids Eng. – July 2004, Charlotte, North Carolina, USA, ASME HT-FED2004.
9. Tamm MSc. Analysis of a standart pump in reverse opration using CFD / MSc. Tamm, A. Bråten, B. Stoffel // 20nd IAHR Symposium of Hydraulic Machinery and System, August 6–9, 2000, Charlotte, North Caroline, USA. – PD-05.
10. Rodrigues A. Hydraulic Analysis of a Pump as a Turbine with CFD and Experimental Data / A. Rodrigues, P. Singh, A. A. Williams // IMech seminar Computational Fluid Dynamics for Fluid Machinery, London, 18th November, 2003.
11. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы / А. И. Степанов. – М.: Машгиз, 1960. – 464 с.
12. Рябинин В. Е. Обратимые гидромашинны для ГАЭС / В. Е. Рябинин // Тр. ВНИИГидромаш. – Вып. 41. – М., 1970. – С. 69–82.

Поступила в редакцию
15.06.11