

УДК 621.224

О. В. ПОТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ**УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НОВИХ ТИПІВ ГІДРОТУРБІН**

У статті представлені перспективні напрями в гідроенергетиці, що дозволяють істотно розширити зону експлуатації гідротурбін по напорах і витратах, підвищити надійність роботи устаткування на пікових навантаженнях, істотно підвищити середньоексплуатаційний ККД. Нові конструктивні розробки, пов'язані із застосуванням соплових апаратів, з поворотними вихідними елементами дозволяють отримати необхідний момент імпульсу (кількості руху) для оптимальної роботи гідротурбін на напори аж до 80–100 м у разі одноагрегатного використання і аж до 300 м у разі здвоєних прямоточних агрегатів. Нові конструктивні рішення, захищені патентами України, і досконаліша система комбінаторної багатоелементної залежності в системі регулювання радіально-діагональних гідротурбін дозволяють уперше у світовій практиці їх застосування на гідроелектростанціях і гідроакumuлюючих станціях на напори, що перевищують 600 м і аж до 800–1000 м з високими, такими, що перевищують світовий рівень експлуатаційними показниками. Розширення майже в два рази зони надійної експлуатації по витратах (потужностям) і напорах, що забезпечує радіально-діагональними турбінами, підвищення середньоексплуатаційного ККД на 2–7 %, надійності в широкій зоні експлуатації забезпечують конкурентоспроможність цих типів гідроагрегатів на зовнішньому ринку. Експлуатаційні і енергетичні показники радіально-діагональних гідротурбін забезпечують їх надійність і довготривалу роботу в режимі покриття пікових навантажень енергетичної електросистеми.

Ключові слова: радіально-діагональні гідротурбіни, здвоєний прямоточний агрегат, робоче колесо, втрати енергії.

О. В. ПОТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НОВЫХ ТИПОВ ГИДРОТУРБИН**

В статье представлены перспективные направления в гидроэнергетике, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации гидротурбин по напорам и расходам, повысить надежность работы оборудования на пиковых нагрузках, существенно повысить среднеэксплуатационный КПД. Новые конструктивные разработки, связанные с применением сопловых аппаратов, с поворотными выходными элементами позволяют получить необходимый момент импульса (количества движения) для оптимальной работы гидротурбин на напоры вплоть до 80–100 м в случае одноагрегатного использования и вплоть до 300 м в случае вдвоенных прямоточных агрегатов. Новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, и более совершенная система комбинаторной многоэлементной зависимости в системе регулирования радиально-диагональных гидротурбин позволяют впервые в мировой практике их применение на гидроэлектростанциях и гидроаккумуляующих станциях на напоры, превышающие 600 м вплоть до 800–1000 м с высокими, превышающими мировой уровень эксплуатационными показателями. Расширение почти в два раза зоны надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, обеспечиваемое радиально-диагональными турбинами, повышение среднеэксплуатационного КПД на 2–7 %, надежности в широкой зоне эксплуатации обеспечивают конкурентоспособность этих типов гидроагрегатов на внешнем рынке. Эксплуатационные и энергетические показатели радиально-диагональных гидротурбин обеспечивают их надежность и долговременную работу в режиме покрытия пиковых нагрузок энергетической электросистемы.

Ключевые слова: радиально-диагональные гидротурбины, вдвоенный прямоточный гидроагрегат, рабочее колесо, потери энергии.

О. V. POTETENKO, L. K. YAKOVLEVA, D. S.B. SAMBA BITORI**IMPROVING OF WORKING PROCESS OF NEW TYPES OF HYDROTURBINES**

The article presents perspective directions in hydropower, allowing to significantly expand the exploitation area of hydraulic turbines in the terms of pressures and consumption, increase the equipment reliability at peak loads, and significantly increase the average operating efficiency. New construction developments related to the using of nozzle apparatuses with rotary output elements allow to obtain the required angular momentum (amount of movement) for optimal working of hydroturbines for pressures up to 80–100 m in the case of single-unit using and up to 300 m in the case of dual straight-through units. New construction solutions protected by patents of Ukraine, and a more advanced system of combinatorial multi-element relation in the system of regulating of radial-diagonal hydroturbines allow for the first time in the world practice to use them in hydroelectric power and pumped storage stations for pressures greater than 600 m and up to 800–1000 m with high exploitation indexes exceeding the world level. The expanding of reliable exploitation zone almost in two times in the terms of power consumption and pressures, providing with radial diagonal turbines, increasing the average operating efficiency in 2–7 %, reliability in the wide area of exploitation provide the competitiveness of these types of hydraulic units in the external market. The exploitation and energy indexes of radial-diagonal hydraulic turbines provide their reliability and long-term working in the coverage mode of peak loads of power electrosystem.

Keywords: radial axis hydro turbines, double straight-through hydraulic unit, working wheel, energy losses.

Введение. Потребление энергии на душу населения, определяющее уровень развития достигнутый в том или ином государстве, непрерывно возрастает. Однако энергетические ресурсы Земли ограничены и составляют:

Уголь, нефть, газ 11×10^{12} т.у.т.
 Уран 8×10^{12} т.у.т.
 Солнечная энергия 900×10^{12} т.у.т.
 Ветровая энергия 2×10^{12} т.у.т.
 Гидроэнергия 7×10^{12} т.у.т.
 Геотермальная энергия 770×10^{12} т.у.т.
 При годовом мировом энергопотреблении

$0,01 \times 10^{12}$ т.у.т. Казалось бы, что население Земли на многие тысячелетия обеспечено энергоресурсами нет никаких причин для серьезных беспокойств. Однако ряд энергоресурсов не может быть использован в качестве основного для производства в силу ряда серьезных причин. Одной из этих причин является низкая по плотности величина энергетических потоков, например:

Волновая энергия < 100 кВт/м².
 Ветровая < 3 кВт/м².
 Солнечная $< 0,1$ кВт/м².
 Энергия приливов $< 0,002$ кВт/м².
 Биомасса $< 0,0002$ кВт/м².

© О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори, 2018

Геотермальная < 0,00006 кВт/м².

Для сравнения приведем следующие цифры:

при сжигании угля на крупных электростанциях – 500 кВт/м²;

при использовании ядерного топлива на электростанциях – 650 кВт/м².

Анализируя вышеприведенные цифры, можно сделать выводы, что основными перспективными направлениями использования энергоресурсов Земли наряду с органическим топливом (уголь, нефть, газ) являются атомная энергетика и гидроэнергетика.

Рассматривая себестоимость одного киловатта электроэнергии, производимой на различного типа электростанциях следует отметить, что самая дешевая электроэнергия производится на гидроэлектростанциях (на порядок дешевле, чем на тепловых), а на втором месте по себестоимости являются атомные электростанции.

С экологической точки зрения при комплексном решении ряда задач, наряду с производством электроэнергии, таких как защита от паводков и наводнений, рациональное орошение земель и др. гидроэлектростанций, как и атомные электростанции с серьезной противоаварийной защитой, являются наиболее чистыми (без каких-либо вредных выбросов) производителями электрической энергии.

В потребительском энергетическом балансе нефть и газ занимают основную преобладающую позицию. Это связано с автотранспортом и производством электроэнергии на электростанциях, где относительная простота добычи, транспортировки и технологического процесса сжигания обусловило применения в первую очередь газа и нефтепродуктов. Однако ресурсы нефти и газа промышленно развитых стран практически исчерпаны, а на международном рынке цены на них непрерывно возрастают. Новые разведанные источники органического топлива располагаются в трудно доступных или удаленных от промышленных районов мест, например, морской шельф, арктические зоны и др.

Следует отметить, что многие специалисты в области энергетики склоняются к тому, что на ближайшие 50–100 лет дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и ограничением потребления нефти и газа.

Как известно, крупные энергоблоки, оборудованные паровыми турбинами, тепловых и атомных электростанций не могут эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования. В мировой практике для этого используются гидроагрегаты, оборудованные гидротурбинами и насос-турбинами.

Во многих промышленно развитых странах расширяется строительство гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) предназначенных для эксплуатации в первую очередь на пиковых нагрузках суточного

регулирования. Известно, что время на запуск или полную остановку работы гидротурбины исчисляется минутами, а на запуск на полную мощность из режима синхронного компенсатора вообще считанные секунды. Зафиксированы случаи, когда в течение суток гидроагрегат останавливался и запускался на полную мощность порядка 10 раз. Если проанализировать график эксплуатации гидротурбин, то они редко работают при оптимальной нагрузке.

Как видно из выше приведенных цифр, мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны. Что касается Украины, то, по мнению специалистов, гидроэнергетические ресурсы здесь используются далеко не на 100 %. Реки западной части Украины практически не используются, что приводит также к большим стихийным бедствиям: паводкам и наводнениям.

Учитывая специфику эксплуатации гидроагрегатов на нерасчетных быстроменяющихся нагрузках в плане строительства новых и реконструкции действующих ГЭС и ГАЭС возникают новые повышенные требования к гидроагрегатам.

Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками гидроагрегатов, эксплуатацией на неоптимальных часто меняющихся нагрузках.

Расширение зоны высокого КПД и надежной эксплуатацией на расходах и напорах.

Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижение уровня нестационарности потока (пульсации скоростей и давлений) в новых вышеотмеченных условиях эксплуатации [1–9].

Эти вопросы решаются комплексно, как путем разработки новых лопастных систем и проточных частей гидротурбин традиционного типа и совершенствование рабочего процесса, в том числе для новых конструктивных решений применительно к гидроагрегатам вновь строящихся ГЭС и ГАЭС [10–19].

Таким образом, целью исследования является решение проблемы повышения надежности и эффективности при эксплуатации гидроэнергетического оборудования на пиковых нагрузках.

Применение прямооточных турбин капсульного типа и расположенных в бычке (бетонной колонне) гидроагрегатов на напоры от 4 до 300 м. Обычно прямооточные гидроагрегаты применяются на напоры до 40 м. Это связано с тем, что безспиральный подвод потока к рабочему колесу характерный для прямооточных гидроагрегатов приводит к тому, что момент количества движения необходимый для оптимальной работы гидротурбины создается колоннами статора и лопатками направляющего аппарата, что возможно для напоров до 40 м.

Новые конструктивные разработки, связанные с применением сопловых аппаратов с поворотными выходными элементами (рис. 1) позволяют получить необходимый момент импульса (количества движения) для оптимальной работы гидротурбин на напоры вплоть до 80–100 м в случае одноагрегатного использования и

вплоть до 300 м в случае сдвоенных прямооточных агрегатов [1].

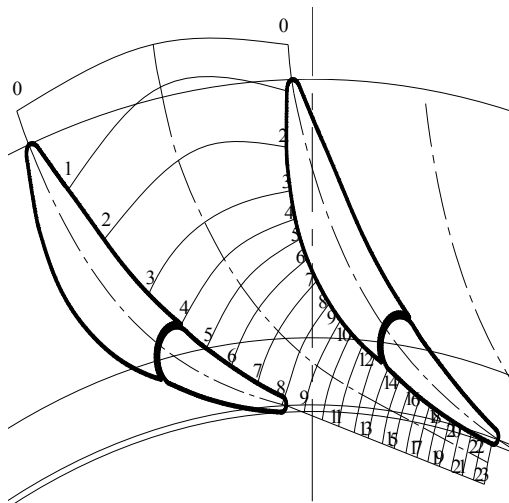


Рис. 1. Конфузорный канал радиально-осевой гидротурбины

Преимущества прямооточных гидроагрегатов применительно к сложным условиям эксплуатации несомненны. Во-первых, они имеют более широкий, в полтора-два раза превышающий по сравнению с традиционно применяемыми на напоры 40–300 м гидротурбинами, диапазон эксплуатации по расходам с высокими энергокавитационными показателями; во-вторых, более высокий среднеэксплуатационный КПД и надежность работы гидроагрегата, обусловленная низким уровнем нестационарности потока, безусловно более высокая.

На рис. 2 изображен сдвоенный прямооточный гидроагрегат [5], в таблице 1 представлены, разработанные в результате глубокого анализа рабочего процесса сдвоенного прямооточного гидроагрегата, научно-обоснованные предложения

для проектирования проточных частей и лопастных систем с оптимальными энергокавитационными показателями

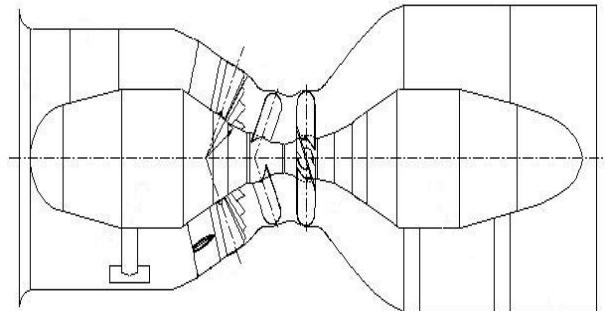


Рис. 2. Сдвоенный прямооточный гидроагрегат

Если обозначить:

$$H_1^{(1)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(1)} \text{ и } H_2^{(1)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(1)}$$

для первого гидроагрегата и:

$$H_1^{(2)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(2)} \text{ и } H_2^{(2)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(2)}$$

для второго гидроагрегата, то напор, срабатываемый первым гидроагрегатом, будет $H^{(1)} = H_1^{(1)} - H_2^{(2)}$, а на втором гидроагрегате тогда $H^{(2)} = H_1^{(2)} - H_2^{(1)}$. Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором $H_2^{(1)}$ является положительным для второго гидроагрегата: $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$.

Таблица 1 – Вариант (проект) номенклатуры сдвоенных прямооточных гидроагрегатов

Суммарный напор сдвоенного гидроагрегата	Тип лопастной системы и напоры, срабатываемые гидроагрегатами					
	Первый гидроагрегат			Второй гидроагрегат		
$H = H^{(1)} + H^{(2)}$	$H_1^{(1)}$	$H_2^{(1)}$	$H^{(1)}$	$H_1^{(2)}$	$H_2^{(2)}$	$H^{(2)}$
ПЛГД-45,45 м	ПЛГ-25			ПЛГ-15		
	10 м	15 м	25 м	15 м	0 м	15 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-50			ПЛГ-25		
	25 м	25 м	50 м	25 м	0 м	25 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-70			ПЛГ-40		
	30 м	40 м	70 м	40 м	0 м	40 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-90			ПЛ-60		
	30 м	60 м	90 м	60 м	0 м	60 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-110			ПЛ-70		
	40 м	70 м	110 м	70 м	0 м	70 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-140			ПЛД-90		
	50 м	90 м	140 м	90 м	0 м	90 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-170			ПЛД-90		
	80 м	90 м	170 м	90 м	0 м	90 м

Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором $H_2^{(1)}$ является положительным для второго гидроагрегата:

$$|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}.$$

Как и в любой гидротурбине, рабочий процесс осуществляется посредством создания крутящего момента на рабочем колесе гидротурбины (который определяется суммарным моментом сил гидродинамического давления на лопасти) равным:

$$M_{кр} = \rho Q \left[(\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2 \right] - \Delta M_n,$$

где ΔM_n – потери момента количества движения жидкости за счет трения о неподвижные поверхности и протечки в уплотнениях, минуя проточную часть.

Рабочий процесс в данном гидроагрегате описывается уравнением Л.Эйлера для гидротурбины:

$$\frac{\eta_c g H}{\omega} = (\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2$$

При работе гидротурбины гидравлический КПД зависит от уровня гидравлических потерь. В балансе потерь осевых гидротурбин, особенно на нерасчетных (далеких от оптимального) режимах существенную часть потери напора играют циркуляционные потери. Циркуляционные потери обусловлены наличием окружной составляющей скорости за рабочим колесом:

$$\bar{h}_c = \frac{1}{Q} \int \frac{V_{u2}^2}{2gH} dQ.$$

На оптимальном режиме эксплуатации эти потери близки к нулю т.к. $(\overline{rV_u})_2 \approx 0$.

Есть примеры в мировой практике гидротурбостроения, когда большой напор срабатывается двумя последовательно расположенными гидротурбинами, что позволяло применять радиально-осевые рабочие колеса, обладающие рядом преимуществ, вместо ковшевых.

В рассматриваемом случае имеет место не только увеличение пропускной способности сдвоенного прямооточного гидроагрегата более чем в два раза, но и оптимизация рабочего процесса за счет трехэлементной комбинаторной зависимости, связывающей открытие направляющего аппарата с разворотом одной и второй лопастной системы. Используются преимущества присущие контрроторным прямооточным гидроагрегатам.



Рис. 3. Диплом за разработку: Сдвоенный прямооточный гидроагрегат. Патент № 7687

Момент количества движения перед первым рабочим колесом может быть существенно меньше, т.к. «отрицательный» момент количества движения за первым колесом будет являться положительным для второго колеса, вращающегося в противоположную сторону.

Трехэлементная комбинаторная зависимость, определяющая минимум гидравлических потерь энергии и в первую очередь за счет снижения циркуляционных потерь вплоть до нуля, позволяет расширить зону высокоэффективной работы гидроагрегата по расходам (мощностям) и напорам более чем в два раза.

Вышеприведенная разработка кафедры «Гидравлические машины им. Г. Ф. Проскуры» НТУ «ХПИ» была удостоена большого внимания (рис. 3).

2 Совершенствование рабочего процесса поворотных-лопастных и радиально-осевых гидротурбин. На рис. 4 изображена поворотная-лопастная диагонально-осевая гидротурбина (ПЛДО) с двумя системами лопастей: (диагональных (Д) и осевых (О), установленных в одном рабочем колесе [9–19].

Рассмотрим рабочий процесс и построение прогнозной характеристики этой гидротурбины.

Суммарный напор, срабатываемый на поворотную-лопастную диагонально-осевую гидротурбину будет равен сумме напоров $H^{(Д)} = H^{(Д)} + H^{(О)}$, срабатываемых последовательно на диагональную и осевую лопастную систему.

Частота вращения $n_1^{(ПЛДО)}$ (приведенная к 1 м напора и 1 м диаметра ПЛДО рабочего колеса) равна частоте 5 вращения диагональной и осевой лопастной системы.

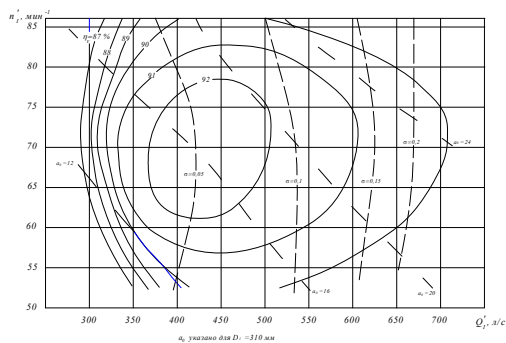


Рис. 4 Универсальная характеристика поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбины ПЛДО 230

Гидравлический коэффициент полезного действия ПЛДО гидротурбины соответственно равен:

$$\eta_r^{(ПЛДО)} = (1 - \zeta^{(ПЛДО)}) = \frac{1}{H^{(ПЛДО)}} (\eta_r^{(Д)} H^{(Д)} + \eta_r^{(О)} H^{(О)})$$

На основе вышеперечисленных соображений осуществляется построение прогнозной характеристики ПЛДО-230 (с использованием универсальных характеристик номенклатурных гидротурбин ПЛД 170/4333м-В-30⁰-31 № 4507 МЭИ и ПЛ 60/1-75у-В-46 № 2512 ХТЗ) для диаметра рабочего колеса ПЛДО $D_1 = 1$ м (для ПЛД $D_1 = 1$ м) и напора

Комбинируемая (трехэлементная) зависимость системы регулирования гидротурбины обеспечивает на каждом режиме работы оптимальное соотношение между $H^{(Д)}$ и $H^{(О)}$ при условии $H^{(ПЛДО)} = H^{(Д)} + H^{(О)}$ и оптимальную величину $n_1^{(ПЛДО)}$, обеспечивающую минимум потерь энергии определяемой как:

$$\begin{aligned} h^{(ПЛДО)} &= \zeta^{(ПЛДО)} H^{(ПЛДО)} = h^{(Д)} + h^{(О)} = \\ &= \zeta^{(Д)} H^{(Д)} + \zeta^{(О)} H^{(О)} = (1 - \eta_r^{(ПЛДО)}) H^{(ПЛДО)} = \\ &= (1 - \eta_r^{(Д)}) H^{(Д)} + (1 - \eta_r^{(О)}) H^{(О)}, \end{aligned}$$

где $h^{(ПЛДО)}$, $h^{(Д)}$, $h^{(О)}$ – потери напора в соответствующих элементах проточной части; $\zeta^{(ПЛДО)}$, $\zeta^{(Д)}$, $\zeta^{(О)}$ – коэффициенты полезного действия.

Расход через ПЛДО гидротурбины: $Q^{(ПЛДО)} = Q^{(Д)} = Q^{(О)}$.

Коэффициент гидравлических потерь в поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбине определяется как:

$$\begin{aligned} \zeta^{(ПЛДО)} &= \frac{h^{(ПЛДО)}}{H^{(ПЛДО)}} = \frac{1}{H^{(ПЛДО)}} (\zeta^{(Д)} H^{(Д)} + \zeta^{(О)} H^{(О)}) = \\ &= \zeta^{(Д)} \frac{H^{(Д)}}{H^{(ПЛДО)}} + \zeta^{(О)} \frac{H^{(О)}}{H^{(ПЛДО)}} = (1 - \eta_r^{(Д)}) \frac{H^{(Д)}}{H^{(ПЛДО)}} + \\ &+ (1 - \eta_r^{(О)}) \frac{H^{(О)}}{H^{(ПЛДО)}}. \end{aligned}$$

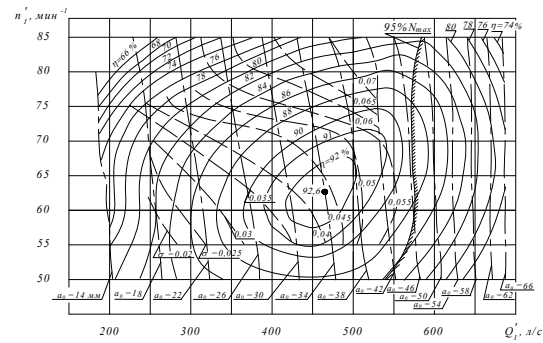


Рис. 5 Технологічна схема компресорної станції, що пропонується

$H^{(ПЛДО)} = 1$ м, т.е. в системе координат $n_1' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$ и

$$Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \text{ (при } D_1^{(ПЛДО)} D_1^{(Д)} = 1 \text{ м; } H_1^{(ПЛДО)} = 1 \text{ м).}$$

Величины $D_1^{(О)}$, $n_1^{(Д)}$, $H^{(Д)}$, $n_1^{(О)}$, $H^{(О)}$ подлежат определению из условий минимума гидравлических потерь поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбины.

Для оптимального режима работы ПЛДО гидротурбины используется условие максимального

совпадения оптимумов универсальных характеристик ПЛД 170 и ПЛ 60 и при этом из этого условия определяется диаметр осевой лопастной системы $D_1^{(o)} = 0,9$ м (при $D_1^{(плдо)} = 1$ м) и частота вращения турбины ПЛДО $n_1^{(плдо)} = n^{(плдо)} = n^{(л)} = n^{(o)}$.

Для режимов отличных от оптимального путем последовательных приближений определяются параметры работы ПЛДО гидротурбины из условий минимума гидравлических потерь (путем перераспределения $H^{(плдо)} = 1$ м на $H^{(л)}$ и $H^{(o)}$ при $H^{(л)} + H^{(o)} = 1$ м).

На рис. 4 представлена универсальная прогнозная характеристика поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбины (ПЛДО 230).

Для сравнения на рис. 5 представлена универсальная характеристика РО 230/821-В-60 № 2436 ЛМЗ.

Сравнения этих двух характеристик, показывают несомненные преимущества эксплуатационных показателей гидротурбины ПЛДО 230 проявляющиеся в значительно расширенном диапазоне по напорам и расходам работы гидротурбины с существенно более высоким КПД, что обусловлено не только согласованием сработки напором между двумя лопастными системами, но и практически нулевыми циркуляционными потерями на выходе из рабочего колеса.

На рис. 6 представлен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины на напоры до 800–1000 м.

Высоконапорная гидротурбина состоит из спиральной камеры 1 с просторными поперечными сечениями, скорость подводящего потока в которых уменьшена в 1,5–3 раза, сопловые аппараты 2 с поворотными выходными кромками, осуществляющими регулирование расхода к рабочему колесу и формирующими необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения совместно с перемещающейся верхней поверхностью каналов-сопел, кольцевой затвор 3 также играющий роль дополнительного регулирующего расход органа, рабочее колесо, состоящее из втулки 4, нижнего обода 5, установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7, механизма поворота лопастей 8, лопаток промежуточного между лопастями радиального и диагонального типа, направляющего аппарата 9, создающих дополнительный момент количества движения потока перед диагональной лопастной системой, отсасывающей трубы 10.

Дополнительный момент количества движения, создаваемый в сопловых каналах промежуточного направляющего аппарата, позволяет наиболее эффективно осуществлять рабочий процесс гидротурбины на сверхвысоких напорах 800–1000 м и наиболее эффективно использовать эту же конструкцию в насос-турбинах для гидроаккумулирующих ГЭС

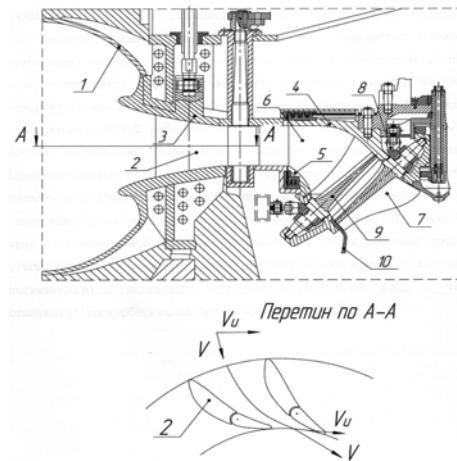


Рис. 6. Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

Система комбинаторной зависимости, состоящая из четырех регулирующих элементов поворачиваемые выходные кромки сопловых аппаратов, перемещающаяся верхняя поверхность сопел, поворотные лопатки промежуточного направляющего аппарата и разворачиваемые в процессе регулирования лопасти рабочего колеса диагонального типа, т.е. четырехэлементная система комбинаторной зависимости, позволяет расширить диапазон надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями по расходу (мощностям) и напорам в 1,5–2 раза повысить единичную мощность при тех же размерах рабочего колеса так же повысить среднеэксплуатационный КПД на 2–5 %, более эффективно использовать при работе на пиковых нагрузках суточного регулирования и при разработке насос-турбин для гидроаккумулирующих ГЭС.

На рис. 7 и 8 представлены прогнозные универсальные характеристики радиально-диагональных гидротурбин на напоры 600 и 700 м. Анализ эксплуатационных показателей этих видов гидротурбин показывает, что впервые в мировой практике гидротурбостроения на напоры свыше 500 м получены гидротурбины с энергокавитационными другими эксплуатационными показателями, существенно превышающими мировые стандарты на высокие и сверхвысокие напоры.

Выводы. 1. В работе представлены перспективные направления в гидроэнергетике, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации гидротурбины по напорам и расходам, повысить надежность работы оборудования на пиковых нагрузках, существенно повысить среднеэксплуатационный КПД.

2. Новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, и более совершенная система комбинаторной многоэлементной зависимости в системе регулирования радиально-диагональных гидротурбин позволяют впервые в мировой практике их применение на гидроэлектростанциях и гидроаккумулирующих станциях на напоры, превышающие 600 м вплоть до

800–1000 м с высокими, превышающими мировой уровень эксплуатационными показателями.

3. Расширение почти в два раза зоны надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, обеспечивающее радиально-диагональными турбинами, повышение среднеексплуатационного КПД на 2–7 %, надежности в широкой зоне эксплуатации

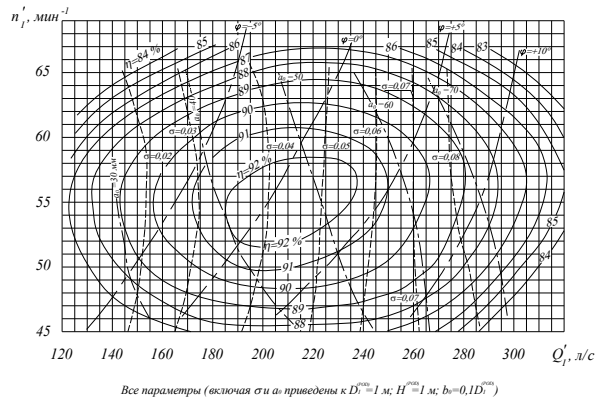


Рис. 7. Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины POD 600 $D_1^{(D)} = 0,73$ м

Список літератури

1. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2012. № 7. С. 151–159.
2. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин PO400, PO500 и PO600. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2012. № 318 (57). С. 50–57.
3. Потетенко О. В., Гришин А. М., Крупа Е. С. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ». 2012. № 33. С. 109–119.
4. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Вахрушева О. С. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 49–57.
5. Потетенко О. В., Крупа Е. С., Дранковский В. Э., Резвая К. С. Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры. *Вісник Нац. ун-ту ВГПІ: зб. наук. пр. Серія: Технічні науки*. 2015. Вип. 3 (71). Ч. 1. С. 281–285.
6. Потетенко О. В., Крупа Е. С. К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 3 (1112). С. 37–44.
7. Потетенко О. В., Крупа Е. С. Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 45 (1154). С. 41–46.
8. Потетенко О. В., Крупа Е. С. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной

обеспечивают конкурентоспособность этих типов гидроагрегатов на внешнем рынке

4. Эксплуатационные и энергетические показатели радиально-диагональных гидротурбин обеспечивают их надежность и долговременную работу в режиме покрытия пиковых нагрузок энергетической электросистемы.

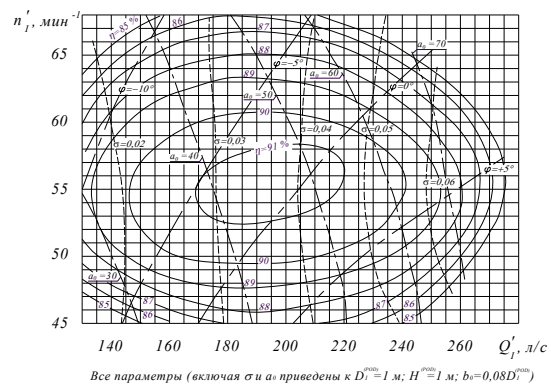


Рис. 8. Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины POD 700 $D_1^{(D)} = 0,74$

- части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192). С. 33–40.
9. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Д. Т. Б. Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 41 (1213). С. 39–48.
10. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Резвая К. С. Пат. 111514, Україна. *Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна*. 2016.
11. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Резвая К. С. Пат. 111516, Україна. *Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна з поворотними вихідними кромками робочого колеса*. 2016.
12. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Резвая К. С. Пат. 111519, Україна. *Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна на корисну модель*. 2016.
13. Потетенко О. В., Ковальов С. М. Пат. 85090, Україна. *Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна*. 2008.
14. Потетенко О. В., Ковальов С. М., Зав'ялов П. С., Кухтенков Ю. М. Пат. 5155, Україна. *Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни*. 2005.
15. Потетенко О. В., Ковальов С. М., Дранковский В. Э., Пат. 14284, Україна. *Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна*. 2006.
16. Робук Н. Н., Мелавцов А. А., Фридман Л. И., Осташенко А. В., Мишев Ю. Н., Савин В. Н., Потетенко О. В., Герман С. И. *Робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни*. Авторское свидетельство на изобретение № 206422, 02.12.1967, Бюл. № 24.
17. Потетенко О. В., Ковальов С. М. Пат. 15649, Україна. *Робоче колесо високо напірної радіально-осьової гідротурбіни*. 2006.
18. Фридман Л. И., Веремеенко И. С., Устьяев А. Д., Потетенко О. В. *Робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни*. Авторское свидетельство на изобретение. № 1188359 30.10.1985. Бюл. № 40.
19. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Д. Т. Б. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400 ÷ 800 м с применением новых конструктивных решений. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 42 (1264). С. 28–37.

References (transliterated)

1. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S. Analiz poter' energii v vysokonapornyh radial'no osevyh gidroturbin obuslovlennyh harakternymi osobennostjami struktury potoka v protochnoj chasti [Analysis of power loss in high-head radial axial hydraulic turbines

- caused with characteristic features of the flow structure in the flow part]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 7, pp. 115–159.
2. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S. Vihrevaja struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modelei potoka v kanalah vysokonapornykh radial'no osevykh gidroturbin [Vortex flow structure and analysis of radial mathematical models of the flow in the channels of high-head radial axial hydroturbines]. *Shidno-evropeyskiy zhurnal peredovih tehnologiy*. Kharkiv, 2012, No 318 (57), pp. 50–57.
 3. Potetenko O. V., Gryshyn A. M., Krupa E. S. Rabochiy process radial'no-diagonal'noj turbiny [Working process of radial diagonal turbine]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Novi rishennia v suchasnykh tehnolohiiakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: New solutions in modern technologies]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 33, pp. 109–119.
 4. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Vahrusheva O. S. Sovershenstvovanie rabochih procesov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh reshenii dlja razlichnykh diapazonov naporov [Improvement of working processes of hydro turbines with using of new design solutions for different head ranges]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 49–57.
 5. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Osobennosti rabocheho processa novykh tipov gorizonta'nykh prjamotochnykh i vertikal'nykh radial'no osevykh gidroturbin na vysokie napory. [Working process features of new types of horizontal direct flow and vertical radial axial hydroturbines on high heads]. *Visnik Nats. un-tu VGP Seriya: Tehnichni nauky*. 2015. Vol 3 (71), pp. 281–285.
 6. Potetenko O. V., Krupa E. S. K Voprosu ucheta diffuzionnogo perenosu momenta impulsa i transformacii ego energii v energii impulsa i naoborot, pri modelirovanii turbuljontnykh potokov [To the question of accounting diffusion transfer of angular momentum and transformation its energy to momentum energy and vice versa when modeling of turbulent flows]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2015, no 3 (1112), pp. 37–44.
 7. Potetenko O. V., Krupa E. S. Osobennosti rabocheho processa radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory [The features of working process of radial axial hydroturbines on high heads]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no 45 (1154), pp. 41–46.
 8. Potetenko O. V., Krupa E. S. Kompleksnye jeksperimental'nye issledovanija turbuljotnoj struktury potoka v protochnoj chasti vysokonapornoj radial'no-osevoj gidroturbiny [Complex experimental researches of turbulent flow structure in the flow part of high-head radial axis hydroturbine]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no 20 (1192), pp. 33–40.
 9. Potetenko O. V., Jakovleva L. K., Samba Bitori D.T.B. Osobennosti rabocheho processa i struktury potoka v mezhlapastnykh kanalah rabocheho kola i v drugih jelementah protochnoj chasti radial'no-osevykh gidroturbin na napory 400-600 m [The features of working process and flow structure in the interlope channel of working wheel and in other elements of flow part of radial axial hydroturbines from the height of 400-600m]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no 41 (1213), pp. 39–48.
 10. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Vysokonapirna radial'no-diagonal'na gidroturbina [High-head radial diagonal hydroturbine]. Patent UA, no 111514, 2016.
 11. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Vysokonapirna radial'no- os'ova gidroturbina z povorotnyy vyhidnyy kromkany roboch'ogo kola [High-head radial-axial hydroturbine with rotary exit edge of working wheel]. Patent UA, no 111516, 2016.
 12. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Vysokonapirna radial'no-diagonal'na gidroturbina [High-head radial diagonal hydroturbine]. Patent UA, no 111519, 2016.
 13. Potetenko O. V., Koval'ov S. M. Vysokonapirna radial'no- os'ova gidroturbina [High-head radial-axial hydroturbine]. Patent UA, no 85090, 2008.
 14. Potetenko O. V., Koval'ov S. M., Zav'jalov P. S., Kuhtenkov Ju. M. Roboche koleso vysokonapirnoi' radial'no-os'ovoi' gidroturbiny [Working process of high-pressure radial-axial hydroturbine]. Patent UA, no 5155, 2005.
 15. Potetenko O. V., Koval'ov S. M., Drankovskij V. Je., Vysokonapirna radial'no- os'ova gidroturbina [High-head radial-axial hydroturbine]. Patent UA, no 14284, 2006.
 16. Robuk N. N., Melavcov A. A., Fridman L. I., Ostashhenko A. V., Myshev Ju. N., Savyn V. N., Potetenko O. V., German S. I. Rabochee koleso radial'no-osevoj gidroturbiny [Working wheel of radial-axial hydroturbine]. Avtorskoe svydetel'stvo na izobretenye. № 206422. 02.12.1967. Bul. № 24
 17. Potetenko O. V., Koval'ov S. M. Roboche koleso vysoko napirnoi' radial'no-os'ovoi' gidroturbiny [Working wheel of high head of radial axial hydroturbine]. Patent UA, no. 15649, 2006.
 18. Fridman L. I., Veremeenko I. S., Ust'ev A. D., Potetenko O. V. Rabochee koleso radial'no-osevoj gidroturbiny [Working wheel of radial axial hydroturbine]. Avtorskoe svydetel'stvo na izobretenie. № 1188359 30.10.1985. Bul. № 40.
 19. Potetenko O. V., Jakovleva L. K., Samba Bitori D.T.B. Sovershenstvovanie rabochih procesov gidroturbin na napori 400 ÷ 800 m s primeneniem novykh konstruktivnykh reshenij [Improvement of working processes of hydroturbines from the height of 400 ÷ 800 m with using of new design solutions]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no 42 (1264), pp. 28–37.

Надійшла (received) 02.12.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович (Potetenko Oleg Vasilyevich) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: [https:// orcid.org/0000-0002-3399-5580](https://orcid.org/0000-0002-3399-5580); e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Яковлева Людмила Костянтинівна (Яковлева Людмила Константиновна, Yakovleva Lyudmila Konstantinovna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: [https:// orcid.org/0000-0003-3266-2319](https://orcid.org/0000-0003-3266-2319); e-mail: yluda@i.ua.

Самба Біторі Трезор Дес Бекет (Самба Битори Трезор Дес Бекет, Samba Bitori Tresor Des Becket) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: tresor.samba@mail.ru.