

УДК 621.224

О. В. ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОТУРБИН НА НАПОРЫ 400 ÷ 800 м С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ**

На основі аналізу підвищених втрат напору в підводящих органах гідротурбін РО 400 і РО 500 розроблені нові конструктивні рішення, захищені патентами України; досліджені характерні особливості робочого процесу радіально-діагональних гідротурбін, проведено вдосконалення робочого процесу за допомогою застосування багатоеlementної комбінованої залежності в системі регулювання, що дозволила розробити гідротурбіни радіально-діагонального типу на напори аж до 800 ÷ 1000 м конкурентоздатні на зовнішньому ринку.

Ключові слова: характерні особливості робочого процесу; методика побудови універсальних характеристик високонапірних радіально-діагональних гідротурбін.

На основе анализа повышенных потерь напора в подводящих органах гидротурбин РО 400 и РО 500 разработаны новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины; исследованы характерные особенности рабочего процесса радиально-диагональных гидротурбин, проведено совершенствование рабочего процесса посредством применения многоэлементной комбинированной зависимости в системе регулирования, позволившей разработать гидротурбины радиально-диагонального типа на напоры вплоть до 800 ÷ 1000 м конкурентоспособные на внешнем рынке.

Ключевые слова: характерные особенности рабочего процесса, методика построения универсальных характеристик высоконапорных радиально-диагональных гидротурбин.

Based on the analysis of increased head losses in the turbine inlet Fr 400 and Fr 500, new design solutions protected by the patents of Ukraine have been developed; the characteristic features of the working process of Francis-Deriaz hydroturbines and the working process has been perfected through the application of a multi-element combined dependence in the control system that has made it possible to develop Francis-Deriaz hydraulic turbines for heads up to 800-1000 m competitive on the foreign market. The article presents new design solutions and improved the system of combinatorial dependence in the regulatory system allowing to expand the zone of reliable operation of hydroturbines by expenditure (capacities) and heads almost 2 times. Increase the average operating efficiency by 2 ÷ 7 %, significantly reduce the pulsation of velocities and pressures and thus increase the reliability and durability of operation of hydroelectric equipment.

Keywords: characteristic features of the working process; the methodology for constructing universal characteristics high-head Francis-Deriaz turbine.

Введение. Потребление электроэнергии на душу населения непрерывно возрастает и определяет уровень развития, достигнутый в том или ином государстве.

Мировые запасы Земли по гидроэнергетическим ресурсам составляют 7×10^{12} тонн условного топлива при мировом годовом энергопотреблении от всех источников, включая атомную энергетику, использование органических видов топлива, гидроэнергетику и др. виды составляет $0,01 \times 10^{12}$ тонн условного топлива. Такой низкий процент использования гидроэнергетических ресурсов мира объясняется неравномерным их распределением по поверхности Земли, а также и экономическими условиями, определяющими целесообразность их использования.

При проектировании гидротехнических сооружений с учетом комплексного их применения учитываются многие факторы влияния на окружающую среду (рис. 1).

В большинстве случаев строительство гидротехнических комплексов по основным показателям приводит к улучшению или практически не влияет на окружающую среду, в отличие от других сооружений энергонаправленности, таких, например, как разработка и добыча каменного угля, нефти, газа, использование ядерного топлива с последующими проблемами утилизации отходов и др.

Примерами рационального, в том числе и с экологической точки зрения использования гидроэнергетических ресурсов являются Япония, Европейские страны и США.

Большим преимуществом производства электроэнергии на гидроэлектростанциях (ГЭС) является: во-первых, что это возобновляемый вид энергии не требующий дополнительных экономических затрат на разведку, добывание и доставку; во-вторых, строительство гидроэлектростанций и стоимость оборудования окупается за 2 ÷ 7 лет и далее себестоимость одного киловатта электроэнергии на порядок меньше, чем на тепловых электростанциях. На втором месте по низкой себестоимости одного киловатта вырабатываемой электроэнергии находятся атомные электростанции. Причем новые типы разрабатываемых атомных электростанций позволяют утилизировать ядерные отходы существующих станций, вырабатывая дополнительно электроэнергию и решая проблемы ядерных отходов.

К возобновляемым видам относится также ветроэнергетика и солнечная энергетика. Однако выработка этих видов энергии связана с рядом недостатков, основным из которых является их зависимость от климатических условий и времени суток. Что касается ветровых генераторов энергии (ветряков), то их расположение не желательно около населенных пунктов, так как они излучают инфразвуковые колебания, опасно действующие на здоровье людей, аналогично винтам самолетов при взлете и посадке на людей проживающих вблизи взлетных полос аэродромов. Кроме того, ветроэнергетика может быть рационально использована лишь в районах постоянных воздушных потоков. На Украине это регионы, прилегающие к Азовскому и Черному морям.

© О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори, 2017

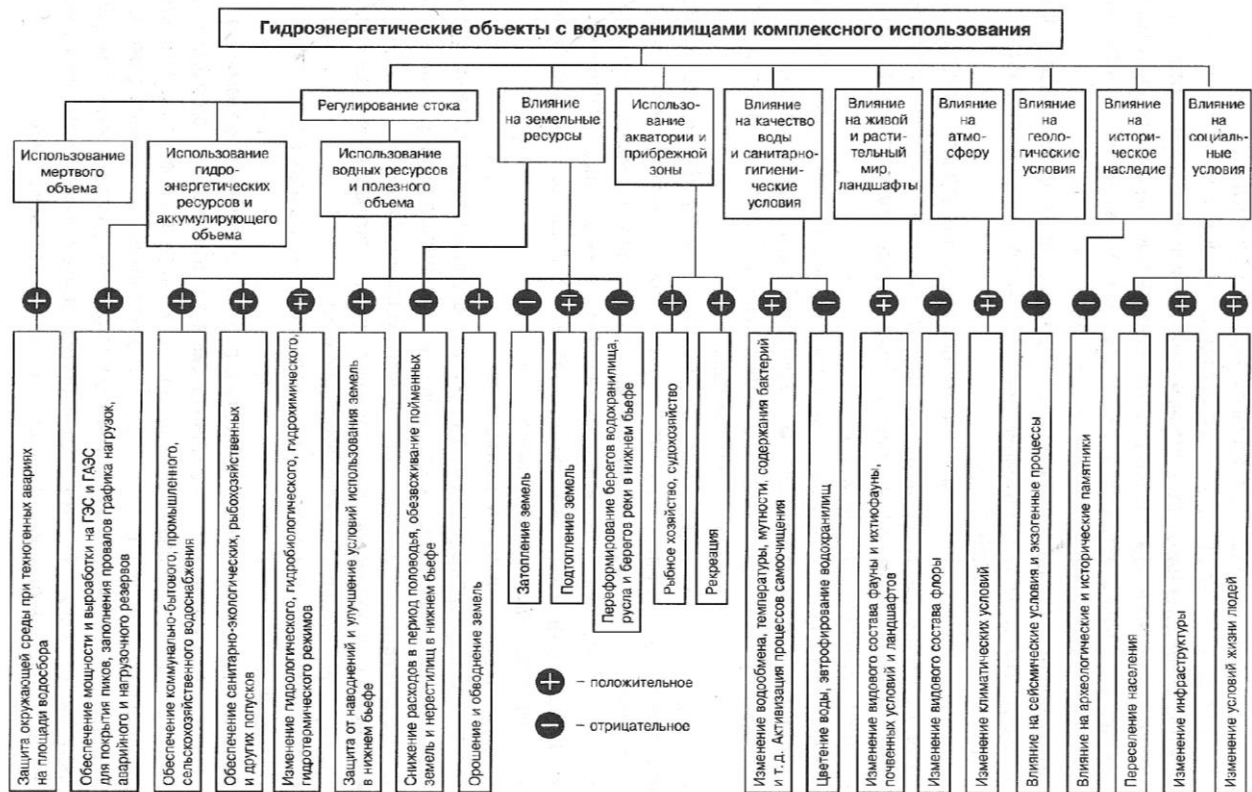


Рис. 1 – Влияние гидроэнергетических объектов на окружающую среду

С экологической и экономической точки зрения, при комплексном решении ряда задач, наряду с производством электроэнергии, таких, как защита от паводков и наводнений, рациональное орошение полей и др. гидроэлектростанции, 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, авиационным и др. видами транспорта и производством электроэнергии на электростанциях, где относительная простота добычи, транспортировки и технологического процесса сжигания обусловило применение 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 труднодоступных или удаленных от промышленных районов местах, например, морской шельф, арктические зоны и др. Многие специалисты в области электроэнергетики считают, что дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и ограничением потребления нефти и газа. Что касается Украины, то следует отметить, что Украина обладает богатыми залежами урановых руд, необходимых для работы атомных электростанций и в настоящее время АЭС производят порядка 50 % всей вырабатываемой электроэнергии.

Как известно крупные энергоблоки, оборудованные, турбинами тепловых и атомных

электростанций не могут надежно и эффективно эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования и тем более не могут быть использованы в критических аварийных ситуациях, связанных с развалом частоты тока в энергетической системе.

1. Условия эксплуатации ГЭС и перспективы развития гидроэнергетики. Во многих промышленно развитых странах расширяется строительство 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, зафиксированы случаи, когда в течение суток гидроагрегат останавливался и запускался на полную мощность порядка 10 раз (режим группового регулирования гидроагрегатов). Если проанализировать график эксплуатации гидротурбины, то они редко работают при оптимальной нагрузке.

Как видно из выше перечисленного, мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны и на Украине они используются лишь на величину $10 \div 20$ %. Реки западной части Украины практически не используются, что приводит также и к большим стихийным бедствиям: паводкам и наводнениям. При этом в зависимости от сезона на ГЭС вырабатывается $15 \div 25$ % электроэнергии.

Учитывая специфику эксплуатации гидроагрегатов на нерасчетных быстроменяющихся нагрузках в плане строительства новых и реконструкции действующих ГЭС и ГАЭС, включая и

экспортные заказы, возникают новые повышенные требования к гидроагрегатам.

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

2. Расширение зоны высокого КПД и надежной эксплуатации по расходам и напорам.

3. Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижения уровня нестационарности потока (пульсаций скоростей и давление) в специфических для ГЭС и ГАЭС условиях эксплуатации.

4. Впервые в мировой практике гидротурбостроения создание гидротурбинного оборудования для ГЭС и ГАЭС на основе радиально-диагональных рабочих колес с широкой зоной эксплуатации по расходам и напорам с повышенным среднеэксплуатационным КПД, высокой степенью надежности, обусловленной низкими величинами нестационарности потока (пульсациями скоростей и давлений) на напоры от 400 м до $800 \div 1000$ м.

2. Рабочий процесс радиально-диагональных гидротурбин [1-19].

А. Гидротурбина с радиально-осевым рабочим колесом с поворотными выходными элементами (рис. 2).

Поворотные выходные кромки лопастей радиально-осевой гидротурбины, поворот которых осуществляется в комбинаторной зависимости с открытием лопаток направляющего аппарата, обеспечивая максимально-возможный КПД на различных режимах эксплуатации, направлены на уменьшение потерь энергии на нерасчетных режимах за счет уменьшения так называемых циркуляционных потерь.

Б. Высоконапорная гидротурбина с радиально-диагональным рабочим колесом (рис. 3).

Предложенное конструктивное решение позволяет усовершенствовать рабочий процесс, практически полностью устранить недостатки, присущие радиально-осевым гидротурбинам.

Разворот лопастей диагонального типа рабочего колеса осуществляется в комбинаторной зависимости от открытия лопаток направляющего аппарата, обеспечивая минимум гидравлических потерь и надежную эксплуатацию гидротурбины в широком диапазоне изменения расхода и напора.

На рис. 5, 6, 7 представлены расположенные равномерно по окружности сопловые каналы, подводящие поток к рабочему колесу формируемые колоннами статора с поворотными выходными кромками, заменяющими лопатки направляющего аппарата.

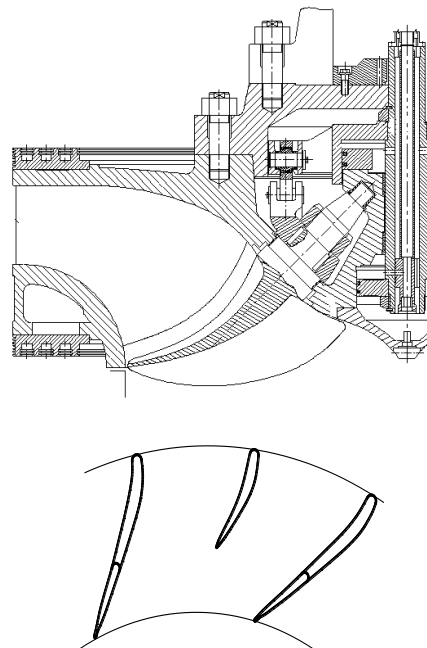


Рис. 2 – Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными выходными элементами

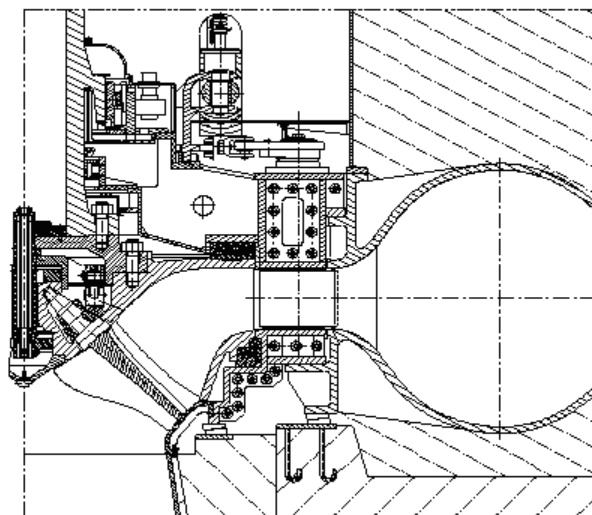


Рис. 3 – Высоконапорная гидротурбина с радиально-диагональным рабочим колесом

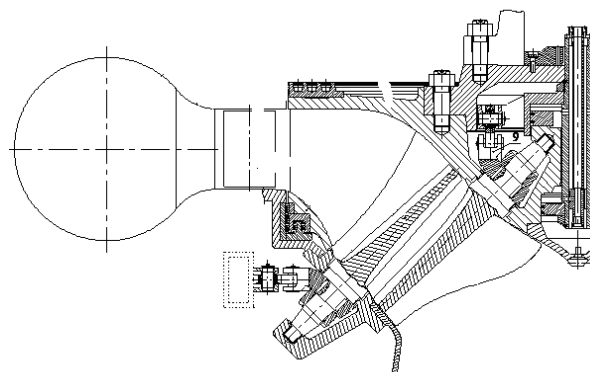


Рис. 4 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

При этом спиральная камера выполняется с просторными поперечными сечениями, скорость потока в которых уменьшена в $1,5 \div 2$ раза, что обеспечивает уменьшение потерь энергии в спиральной камере на трение и вследствие отсутствия так называемого «парного вихря».

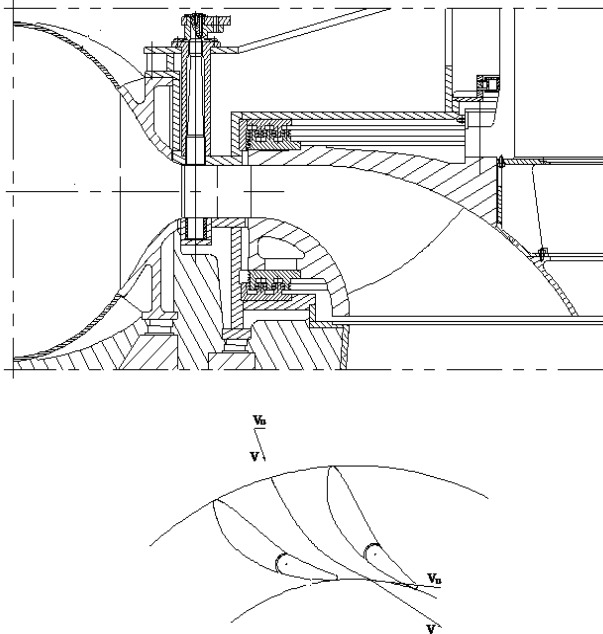


Рис. 5 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

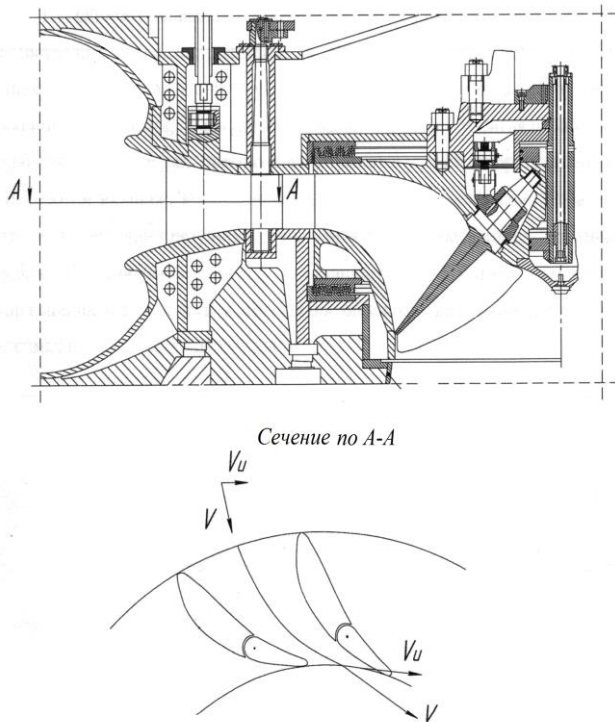


Рис. 6 – Высоконапорная радиально-осевая гидротурбина с поворотными выходными кромками лопастей рабочего колеса

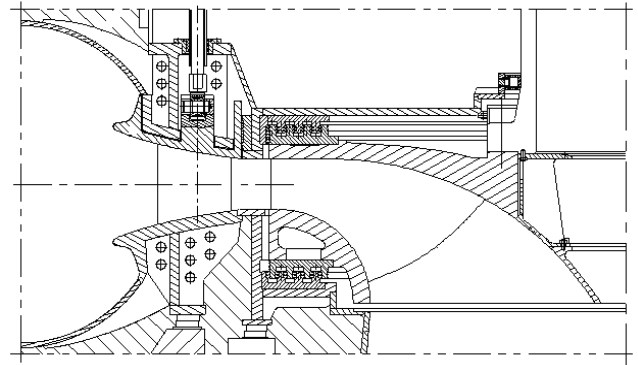


Рис. 7 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

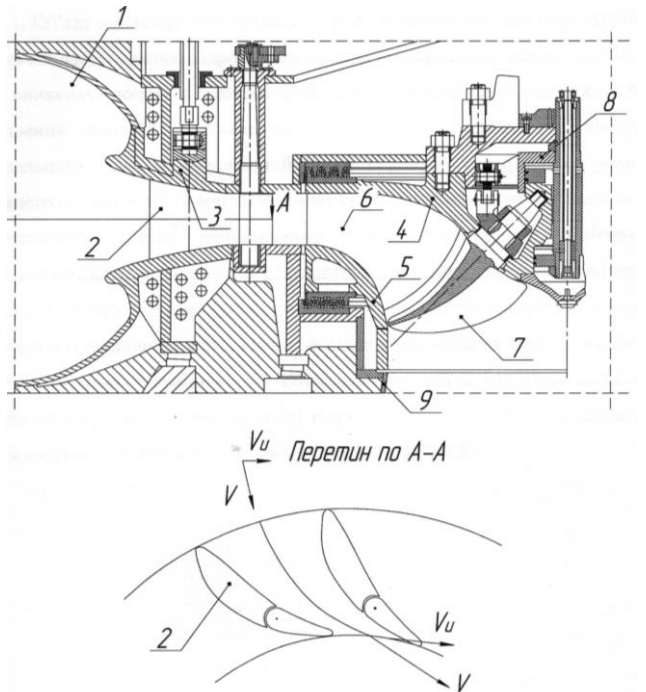


Рис. 8 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

На рис. 8 изображен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины.

Высоконапорная гидротурбина включает в себя спиральную камеру 1 с просторными поперечными сечениями, сопловые аппараты с поворотными выходными кромками 2; формирующими необходимый перед рабочим колесом момент количества движения и регулирующий расход через турбину, кольцевой затвор 3; играющий так же и роль дополнительного органа регулирующего расход, 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 8; отсасывающей трубы 9.

Трехэлементная комбинаторная зависимость включающая в себя поворот выходных элементов сопловых аппаратов, перемещение верхней поверхности этих аппаратов и разворот лопастей

диагонального типа радиально-диагонального рабочего колеса обеспечивает существенное расширение зоны надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями.

На рис. 9 представлен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины на напоры до $800 \div 1000$ м.

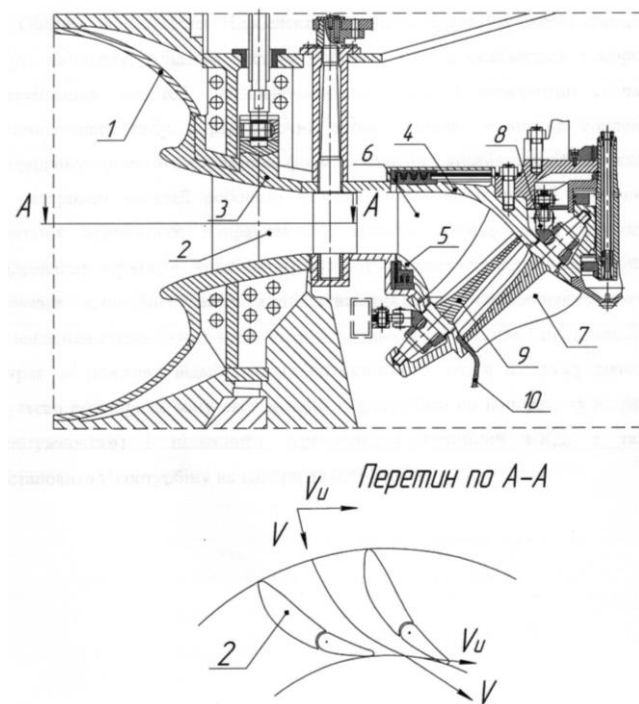


Рис. 9 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

Высоконапорная гидротурбина состоит из спиральной камеры 1 с просторными поперечными сечениями, скорость подводящего потока в которых уменьшена в $1,5 \div 3$ 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 $800 \div 1000$ м и наиболее эффективно использовать эту же конструкцию в насос-турбинах для гидроаккумулирующих ГЭС.

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 $1,5 \div 2$ раза повысить единичную мощность при тех же размерах рабочего колеса так же повысить среднеэксплуатационный КПД на $2 \div 5$ %, более эффективно использовать при работе на пиковых нагрузках суточного регулирования и при разработке насос-турбин для гидроаккумулирующих ГЭС.

3. Совершенствование рабочего процесса. Построение прогнозной универсальной характеристики радиально-диагональной гидротурбины на напоры 600 и 700 м [1, 2, 6-9].

Анализ потерь напора в проточной части высоконапорных гидротурбин РО 400 и РО 500 показал, что основными потерями являются наряду с потерями в рабочем колесе: профильными, ударными и циркуляционными (на режимах отличных от оптимального) также достигающими $2,5 \div 3,5$ %, потери в подводящих органах гидротурбины. В первую очередь, в спиральной камере, которая наряду с каналами колонн статора и лопаток направляющего аппарата предназначена не только обеспечить равномерный подвод потока к рабочему колесу с минимальными потерями, но и увеличить почти в два раза момент количества движения потока для оптимальной работы гидротурбины. Эта вторая задача подводящих органов присущая высоконапорным радиально-осевым гидротурбинам вызывает при больших скоростях движущегося потока дополнительные потери, провоцирующим появление в поперечном сечении спирали крупномасштабной вихревой структуры типа парного вихря и натекания потока на колонны статора, лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса с существенным изменением угла атаки по высоте лопаток направляющего аппарата. Новые конструктивные решения, рассмотренные в предыдущем параграфе призваны кардинальным способом устранить эти недостатки.

Второй существенной потерей напора в радиально-осевых гидротурбинах на режимах отличных от оптимального являются большие циркуляционные потери и появление крупномасштабных вихревых структур в виде спиралеобразного вихревого жгута, сбегаящего с конуса обтекателя рабочего колеса. Эти негативные

явления препятствуют расширению зоны эффективной и надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, что уменьшает возможность эксплуатировать гидроагрегаты на режимах покрытия пиковых нагрузок суточного регулирования электрической сети.

Применение запатентованных новых конструктивных решений и многоэлементной комбинаторной зависимости в системе регулирования гидротурбины позволяет существенным образом усовершенствовать рабочий процесс, создать эффективно работающие гидротурбины на напоры вплоть до 800-1000 м. Преимущества и основные показатели новых типов гидротурбин представлены в виде прогнозных характеристик, построение которых осуществлялось на основе следующих закономерностей.

Суммарный напор, срабатываемый на радиально-осевой гидротурбине $H^{(POD)}$ будет равен сумме напоров $H^{(POD)} = H^{(PO)} + H^{(D)}$, срабатываемых радиально-осевой и диагональной лопастными системами.

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

Комбинаторная зависимость системы регулирования гидротурбины обеспечивает на каждом режиме работы оптимальное соотношение между $H^{(PO)}$ и $H^{(D)}$ при условии $H^{(PO)} + H^{(D)} = H^{(POD)}$ и оптимальную величину $n_1^{(POD)}$, обеспечивающую минимум потерь энергии определяемой как:

$$h^{(POD)} = \zeta^{(POD)} H^{(POD)} = h^{(PO)} + h^{(D)} = \zeta^{(PO)} H^{(PO)} + \zeta^{(D)} H^{(D)} = (1 - \eta_z^{(POD)}) H^{(POD)} = (1 - \eta_z^{(PO)}) H^{(PO)} + (1 - \eta_z^{(D)}) H^{(D)}$$

где $h^{(POD)}$, $h^{(PO)}$, $h^{(D)}$ – потери напора в соответствующих элементах проточной части;

$$\zeta^{(POD)}, \zeta^{(PO)}, \zeta^{(D)} \text{ - коэффициенты потерь: } \zeta = \frac{h}{H}$$

$\eta_z^{(POD)}$, $\eta_z^{(PO)}$, $\eta_z^{(D)}$ – коэффициенты полезного действия.

Расход через радиально-диагональную гидротурбину: $Q^{(POD)} = Q^{(PO)} = Q^{(D)}$.

Коэффициент гидравлических потерь в радиально-диагональной гидротурбине определяется как:

$$\begin{aligned} \zeta^{(POD)} &= \frac{h^{(POD)}}{H^{(POD)}} = \frac{1}{H^{(POD)}} \left(\zeta^{(PO)} H^{(PO)} + \zeta^{(D)} H^{(D)} \right) = \\ &= \zeta^{(PO)} \frac{H^{(PO)}}{H^{(POD)}} + \zeta^{(D)} \frac{H^{(D)}}{H^{(POD)}} = (1 - \eta_z^{(PO)}) \frac{H^{(PO)}}{H^{(POD)}} + \\ &+ (1 - \eta_z^{(D)}) \frac{H^{(D)}}{H^{(POD)}}. \end{aligned}$$

Гидравлический коэффициент полезного действия радиально-диагональной гидротурбины соответственно равен:

$$\eta_z^{(POD)} = (1 - \zeta^{(POD)}) = \frac{1}{H^{(POD)}} \left(\eta_z^{(PO)} H^{(PO)} + \eta_z^{(D)} H^{(D)} \right).$$

На основе вышеперечисленных выражений осуществляется построение прогнозной универсальной характеристики POD 600 и POD 700 для диаметра рабочего колеса POD $D_1 = 1$ м (для PO $D_1 = 1$ м) и напора $H^{(POD)} = 1$ м, т. е. в системе

$$\text{координат } n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \text{ и } Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \text{ (при}$$

$$D_1^{(POD)} = D_1^{(PO)} = 1) \text{ м, } H^{(POD)} = 1 \text{ м).}$$

Величины $D_1^{(D)}$; $n_1^{(D)}$; $Q_1^{(D)}$; $H^{(PO)}$; $n_1^{(PO)}$ подлежат определению из условий минимума гидравлических потерь радиально-диагональной гидротурбины.

Для примера рассмотрим построение прогнозной универсальной характеристики POD 600. В качестве основы для построения возьмем универсальную характеристику PO 400/3515-B-80 № 2514 ХТЗ (в разработке проточной части и рабочего колеса наряду с заводом активное участие принимала кафедра «Гидравлические машины» им. академика Г. Ф. Проскуры НТУ «ХПИ») и гидротурбины ПЛД 140/2556-B-45⁰-46.

Для оптимального режима POD 600 напор $H^{(POD)} = 1$ м распределим $H^{(PO)} = \frac{460}{600} = 0,767$ м;

$$H^{(D)} = \frac{140}{600} = 0,233 \text{ м, } H^{(POD)} = 0,767 + 0,233 = 1 \text{ м.}$$

При этом лопастная система натурной гидротурбины радиально-осевого типа будет срабатывать напор 460 м (при полном напоре $H^{(POD)} = 600$ м, что потребует, возможно, использовать патент на изобретение [18] для усиления прочности). Кавитационные же показатели обеспечиваются подпором, осуществляемым диагональной лопастной системой в 140 м.

Для оптимума универсальной характеристики используем условие совмещения оптимумов лопастных систем (т. е. универсальных характеристик) PO 400 и ПЛД 140 и определим для случая $H^{(POD)} = 1$ м и $D_1^{(POD)} = 1$ м диаметр

$$\begin{aligned} Q_1^{(POD)} &= Q^{(POD)} = Q^{(D)} = Q^{(PO)} = Q_1^{(PO)} \sqrt{H^{(PO)}} = \\ &= 0,237 \cdot 0,876 = 0,208 \text{ м}^3/\text{с}. \\ n_1^{(POD)} &= n^{(POD)} = n^{(PO)} = n_1^{(PO)} \sqrt{H^{(PO)}} = 57 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

Получим:

$$D_1^{(D)} = \sqrt{\frac{Q_{\text{опт}}}{(Q_1^{(D)})_{\text{опт}} \sqrt{H^{(D)}}}} = \sqrt{\frac{0,208}{0,8 \cdot 0,486}} = 0,734 \text{ м (путем}$$

совмещения оптимумов по расходу).

$D_1^{(D)} = \frac{(n'_I)_{\text{опт}}^D \sqrt{H^{(D)}}}{n} = \frac{85 \cdot \sqrt{0,233}}{56,94} 0,721 \text{ м}$ (путем совмещения оптимумов по оборотам).

В итоге принимаем $D_1^{(D)} = 0,73 \text{ м}$.

Далее уточняем $n'_I^{(PO)}$ и $n'_I^{(D)}$, $Q'_I^{(PO)}$ и $Q'_I^{(D)}$ и определяем для оптимальной точки универсальной характеристики $h^{(POD)} = (1 - \eta_r^{(D)})H^{(D)} + (1 - \eta_r^{(PO)})H^{(PO)}$ и $\eta_{г\text{опт}}^{(POD)} = (1 - h^{(POD)}) \cdot 100 \%$.

В итоге для оптимального режима определяем все параметры включая a_0 (открытие направляющего аппарата по характеристике РО 400 с пересчетом на $D_1 = 1 \text{ м}$), σ (коэффициент кавитации по

характеристике ПЛД 140 с пересчетом на действующий напор 600 м, угол φ по ДПЛ и т. д.).

Для режимов отличных от оптимального поступаем аналогичным образом, используя величину $D_1^{(D)} = 0,73 \text{ м}$ и $H^{(POD)} = 1 \text{ м}$.

Выбираем режимную точку на универсальной характеристике РО 400 и определяем соответствующую точку на универсальной характеристике ПЛД 140, используя вариации перераспределения срабатываемого напора на лопастных системах «РО» и «Д» из условия минимума потерь энергии при $H^{(POD)} = 1 \text{ м}$.

Построение вышеописанным методом прогнозных характеристик POD 600 и POD 700 представлены на рис. 10 и 11.

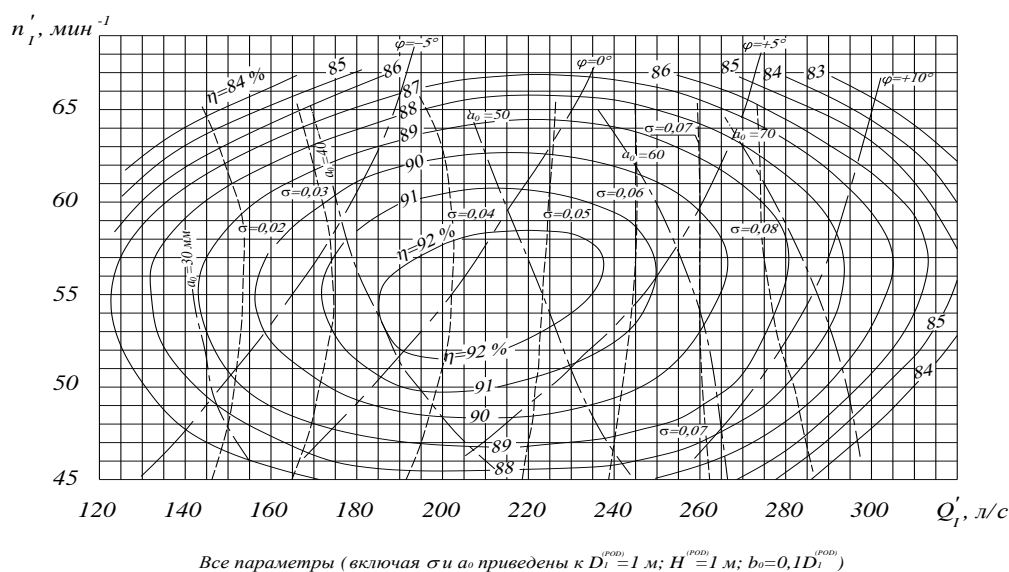


Рис. 10 – Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины POD 600 $D_1^{(D)} = 0,73 \text{ м}$

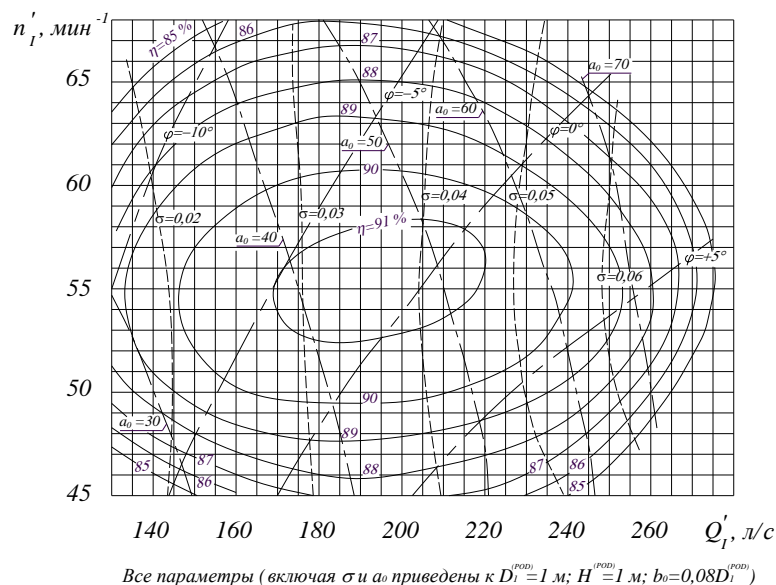


Рис. 11 – Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины POD 700 $D_1^{(D)} = 0,74$

Сравнение прогнозной универсальной характеристики POD 400 с характеристикой гидротурбины PO 400/3515-B-80 и 2514 ХТЗ приведено на рис. 12, где представлены изолинии

КПД $\left(\bar{\eta} = \frac{\eta_c}{\eta_{cmax}} \right)$, причем максимальный КПД

модельной турбины POD 400 на 1,5 ÷ 2 % выше, чем PO 400.

На рис. 12 видно, что пропускная способность турбины POD 400 на оптимальном режиме в 1,75 раза на линии ограничения мощности в 2 ÷ 2,5 раза больше, чем у гидротурбины PO 400, т. е. при одном и том же диаметре рабочего колеса и напоре мощность гидротурбины POD 400 будет практически в два раза больше, чем PO 400.

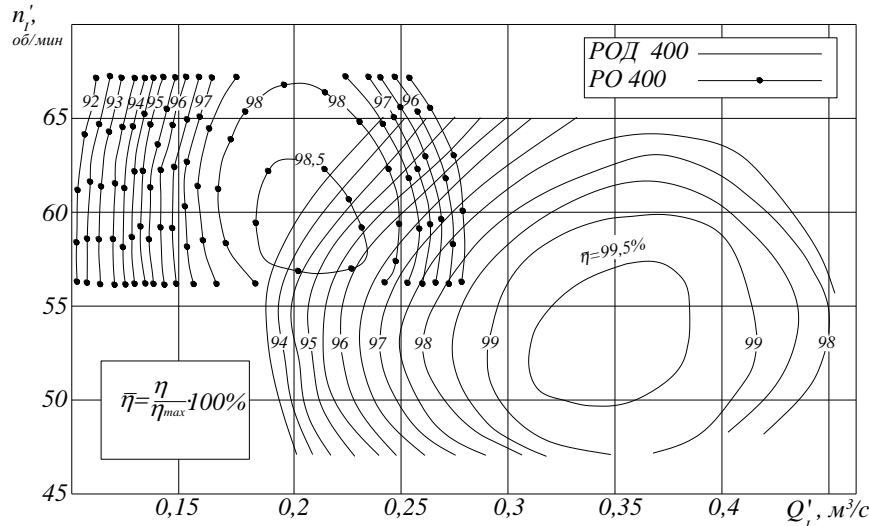


Рис. 12 – Сравнение универсальных характеристик гидротурбин PO 400 и POD 400

Зона эксплуатации у гидротурбины POD 400 по расходам (мощностям) и напорам (оборотам) в два раза больше при высоких эксплуатационных показателях, чем у PO 400, что обеспечивает более высокий среднеэксплуатационный КПД на 2-7 % более высокую надежность, обусловленную более низкими показателями нестационарности потока с более низкими амплитудами пульсаций давлений и скоростей.

Выводы. 1. 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.

2. Расширение почти в два раза зоны надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, обеспечивающее радиально-диагональными турбинами, повышение среднеэксплуатационного КПД на 2 ÷ 7 %, надежности в широкой зоне эксплуатации обеспечивают конкурентоспособность этих типов гидроагрегатов на внешнем рынке.

3. Эксплуатационные и энергетические показатели радиально-диагональных гидротурбин обеспечивают их надежность и долговременную

работу в режим покрытия пиковых нагрузок энергетической электросистемы.

Список литературы:

1. Потетенко О. В. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных особенностями структуры потока в проточной части / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – № 7. – С. 151-159.
2. Потетенко О. В. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин PO400, PO500 и PO600 / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2012. – № 318 (57). – С. 50-57.
3. Потетенко О. В. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики / О. В. Потетенко, А. М. Грушин, Е. С. Крупа та др. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", – 2012. – № 33. – С. 109-119.
4. Потетенко О. В. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа, О. С. Вахрушева та др. // Вісник NTU «KhPI» Ser.: Enerhetichni ta teplotekhnichni protsesy u ustakuvannya, 2014. – № 1(1044). – С. 49-57.
5. Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа, В. Э. Дранковский, К. С. езвая // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. ISSN 2306-5478. Випуск 3 (71). Частина 1. «Технічні науки». – 2015. – С. 281-285.
6. Потетенко О. В. К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных

- потоков / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – С. 7-44.
7. Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45 (1154). – С. 41-46.
 8. Потетенко О. В. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20 (1192). – С. 33-40.
 9. Потетенко О. В. 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 / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Д. Т. Б. Самба Битори // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 41 (1213). – С. 39-48.
 10. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, Є. С. Крупа, К. С. Рєзва // Патент України на корисну модель № 111514. – опубл. 10.11.2016.
 11. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна з поворотними вихідними кромками робочого колеса / О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, Є. С. Крупа, К. С. Рєзва // Патент України на корисну модель № 111516. – опубл. 10.11.2016.
 12. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, Є. С. Крупа, К. С. Рєзва // Патент України на корисну модель № 111519. – опубл. 10.11.2016.
 13. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна. / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент України на винахід №85090, 25.12.2008. Бюл. № 24.
 14. Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни. / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, Зав'ялов П. С., Ю. М. Кухтенков // Патент України на корисну модель № 5155. 15.02.2005. Бюл. №2.
 15. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна. / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, В. Е. Дранковський. // Патент України на корисну модель № 14284. 15.05.2006 Бюл. №5.
 16. Робук Н. Н. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / Н. Н. Робук, А. А. Мелавцов, Л. И. Фридман, А. В. Остащенко, Ю. Н. Мишев, В. Н. Савин, О. В. Потетенко, С. И. Герман // Авторское свидетельство на изобретение № 206422, 02.12.1967, Бюл. №24.
 17. Потетенко О. В. Робоче колесо високо напірної радіально-осьової гідротурбіни. / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент України на корисну модель. № 15649, 17.07.2006. Бюл. №7.
 18. Фридман Л. И. Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / Л. И. Фридман, И. С. Веремеенко, А. Д. Устьяев, О. В. Потетенко // Авторское свидетельство на изобретение. № 1188359 30.10.1985. Бюл. №40.
 19. Потетенко О. В. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400 ÷ 800 м с применением новых конструктивных решений / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Д. Т. Б. Самба Битори // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 22 (1244). – С. 4-14.
 - RO 500 i RO 600." *Shidno-Evropes'kij zhurnal peredovih tehnologij* No. 318 (57). 2012. 50–57. Print.
 3. Potetenko, O.V., A. M. Grishin and E. S. Krupa "Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits.* – Kharkiv: NTU "KhPI". No. 33. 2012. 109–1119. Print.
 4. Potetenko, O.V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa "Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbiny s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov" *Visnyk NTU «KhPI» Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya.* No 1 (1044). Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. 49–57. Print.
 5. Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabocheho protsessu novykh tipov gorizontalnykh pryamotochnykh i vertikal'nykh radial'no-osevykh gidroturbiny na vysokie napory" *Visnyk Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Ser.: Tekhnichni nauky.* No. 3 (71). Vol. 1. 2015. 281-285. Print.
 6. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu diffuzionnogo perenosu momenta impul'sa i transformacii ego energii v energiyu impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentnykh potokov." *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits.* No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print.
 7. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabocheho protsessu radial'no-osevykh gidroturbiny na vysokie napory." *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits.* No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 41–46. Print.
 8. Potetenko, O. V. and E. S. Krupa "Kompleksnye eksperimental'nye issledovaniya turbulentnoy struktury potoka v protочноy chasti vysokonapornoy radial'no-osevoy gidroturbiny" *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits* No. 20 (1192). Kharkiv: NTU «KhPI». 2016. 33–40. Print.
 9. Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabocheho protsessu i struktury potoka v mezhlopastnykh kanalah rabocheho kola i v drugikh elementakh protochnoy chasti radial'no-osevykh gidroturbiny na napory 400-600 m" *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits* No. 41 (1213). 2016. 39–48. Print.
 10. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-diaagonal'na hidroturbina* Ukraine Patent na korysnu model' №111514. 10 November 2016. Print.
 11. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina z povorotnyimi vykhidnyimi kromkami robochoho kola* Ukraine Patent na korysnu model' № 111516. 10 November 2016. Print.
 12. Potetenko O.V., et al. "Vysokonapirna radial'no-diaagonal'na hidroturbina" Patent Ukrayiny na korysnu model' № 111519. – opubl. 10 November 2016. Print.
 13. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina.* Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print.
 14. Potetenko, O. V., et al. *Roboche koloso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny.* Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA51556. 15 February 2005. Print.
 15. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina.* Ukraine Patent na korysnu model' № 14284. 15 May 2006. Print.
 16. Robuk, N. N. et al. *Rabochee koloso radial'no-osevoy gidroturbiny.* Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie № 206422. 02 December 1967. Print.
 17. Potetenko, O. V. and S. M. Koval'ov *Roboche koloso vysoko napirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny.* Ukraine Patent na korysnu model'. № 15649. 17 July 2006. Print.
 18. Fridman, L. I. et al. *Rabochee koloso radial'no-osevoy gidroturbiny.* Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie. № 1188359 30. October 1985. Print.
 19. Potetenko, O. V., et al. "Sovershenstvovaniye rabochykh protsessov hidroturbiny na napory 400 800 m s pryimeneniyem novykh konstruktivnykh resheniy " *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits.* No. 22 (1244). 2017. 4-14. Print.

References (transliterated)

1. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinah obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti" *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits..* No. 7. 2012. 151–159. Print.
2. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Vihrevaya struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modelej potoka v kanalah vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbiny RO 400,

Поступила (received) 06.11.2017

Удосконалення робочих процесів гідротурбін на напори 400 ÷ 800 м із застосуванням нових конструктивних рішень / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Бітори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С.128–37. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2411-3441.

Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400 ÷ 800 м с применением новых конструктивных решений / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С.128–37. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2411-3441.

Perfection of working processes of hydraulic turbines on heads 400 ÷ 800 m with application of new constructive decisions / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitory // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 28–37. – Bibliogr.: 19. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Потетенко Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Potetenko Oleg Vasilyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Яковлева Людмила Костянтинівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Яковлева Людмила Константиновна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Yakovleva Lydmila Konstantinovna – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Самба Бітори Трезор Дес Бекет – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

Самба Битори Трезор Дес Бекет – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

Samba Bitori Tresor Des Becket – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.