

**О. В. ПОТЕНКО****УДОСКОНАЛЕННЯ ЛОПАТЕВИХ ГІДРОТУРБІН РАДІАЛЬНО-ДІАГОНАЛЬНОГО ТИПУ**

Потреба електроенергії на душу населення в усіх країнах, що розвиваються, безперервно зростає. При цьому зростає частка пікових навантажень добового регулювання в єдиній енергоелектричній системі. Покриття цих навантажень можливе єдиним раціональним способом за рахунок використання гідроенергетичних агрегатів, обладнаних маневреними (що швидко запускаються зі стану спокою), з широким діапазоном надійної експлуатації по витратах (потужностях) і напорах, гідротурбінами. Крім усього іншого, гідроенергетика є відновлюваною, найдешевшою і екологічно чистою системою вироблення електроенергії. У даній статті розглянуті питання та напрями підвищення енергокавітаційних і експлуатаційних показників гідротурбінного обладнання, призначеного для експлуатації на пікових навантаженнях при добовому регулюванні. У роботі докладно проаналізовані напрями вдосконалення основних показників, що характеризують енергетичні і експлуатаційні переваги лопатевих гідротурбін радіально-діагонального типу на різні діапазони експлуатаційних напорів. В результаті нових конструктивних рішень і удосконалення системи управління (регулювання), на які отримані патенти України на винаходи, істотно розширені експлуатаційні діапазони високоефективної й надійної роботи гідроагрегатів по напорах і витратах (потужностях), які дозволяють їм успішно функціонувати на змінних, пікових навантаженнях добового регулювання, захищаючи єдину енергоелектричну систему від «фрозвалу» частоти при несподіваних скидах або підвищеннях споживаного навантаження в електричній мережі. Вперше у світовій практиці гідротурбобудування розроблені високоефективні гідротурбіни радіально-діагонального типу на широкі діапазони напорів навіть до 600–800–1000 м. Представлена експлуатаційна характеристика гідротурбіни РОД 600-4,5 з діаметром робочого колеса  $D_1 = 4,5$  м, одиничною потужністю 600 МВт, діапазоном експлуатаційних напорів  $H = 430-730$  м і потужністю  $N = 300-600$  МВт демонструє унікальні енергетичні й експлуатаційні показники (при ККД 89–94,5 %).

**Ключові слова:** енергоелектрична система, пікові навантаження, гідроенергетичний агрегат, радіально-діагональна гідротурбіна, енергокавітаційні показники, прогнозна характеристика.

**О. В. ПОТЕНКО****СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН РАДИАЛЬНО-ДИАГОНАЛЬНОГО ТИПА**

Потребность электроэнергии на душу населения во всех развивающихся странах непрерывно возрастает. При этом возрастает доля пиковых нагрузок суточного регулирования в единой энергоэлектрической системе. Покрытие этих нагрузок возможно единственным рациональным способом за счет использования гидроэнергетических агрегатов, оборудованных маневренными (быстро запускающимися с состояния покоя), с широким диапазоном надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, гидротурбинами. Кроме всего прочего, гидроэнергетика является возобновляемой, самой дешевой и экологически чистой системой выработки электроэнергии. В данной статье рассмотрены вопросы и направления повышения энергокавитационных и эксплуатационных показателей гидротурбинного оборудования, предназначенного для эксплуатации на пиковых нагрузках при суточном регулировании. В работе подробно проанализированы направления совершенствования основных показателей, характеризующих энергетические и эксплуатационные преимущества лопастных гидротурбин радиально-диагонального типа на различные диапазоны эксплуатационных напоров. В результате новых конструктивных решений и совершенствования системы управления (регулирования), на которые получены патенты Украины на изобретения, существенно расширены эксплуатационные диапазоны высокоэффективной и надежной работы гидроагрегатов по напорам и расходам (мощностям), которые позволяют им успешно функционировать на переменных, пиковых нагрузках суточного регулирования, защищая единую энергоэлектрическую систему от «развала» частоты при неожиданных сбросах или повышениях потребляемой нагрузки в электрической сети. Впервые в мировой практике гидротурбостроения разработаны высокоэффективные гидротурбины радиально-диагонального типа на широкие диапазоны напоров вплоть до 600–800–1000 м. Представленная эксплуатационная характеристика гидротурбины РОД 600-4,5 с диаметром рабочего колеса  $D_1 = 4,5$  м, единичной мощностью 600 МВт, диапазоном эксплуатационных напоров  $H = 430-730$  м и мощностью  $N = 300-600$  МВт демонстрирует уникальные энергетические и эксплуатационные показатели (при КПД 89–94,5 %).

**Ключевые слова:** энергоэлектрическая система, пиковые нагрузки, гидроэнергетический агрегат, радиально-диагональная гидротурбина, энергокавитационные показатели, прогнозная характеристика.

**О. ПОТЕНКО****PERFECTION OF BLADE HYDRAULIC TURBINES OF THE RADIAL-DIAGONAL TYPE**

The per capita demand for electricity in all developing countries is constantly increasing. At the same time, the share of peak loads of daily regulation in the unified energy-electric system increases. Coverage of these loads is possible in the only rational way through the use of hydropower units equipped with maneuverable (quickly starting from a standstill), with a wide range of reliable operation in terms of flow rates (power) and heads, hydraulic turbines. Among other things, hydropower is renewable, the cheapest and most environmentally friendly system for generating electricity. This article discusses the issues and directions of increasing the energy-cavitation and operational indicators of hydro-turbine equipment designed for operation at peak loads with daily regulation. The paper analyzes in detail the directions for improving the main indicators characterizing the energy and operational advantages of blade hydraulic turbines of the radial-diagonal type for various ranges of operating heads. As a result of new design solutions and improvement of the control (regulation) system, for which patents of Ukraine for inventions have been obtained, the operating ranges of highly efficient hydraulic turbines of the radial-diagonal type for wide pressure ranges up to 600–800–1000 m have been developed. Presented performance characteristics of the turbine ROD 600-4,5 with an impeller diameter of  $D_1 = 4,5$  m, unit capacity of 600 MW, a range of operating heads of  $H = 430-730$  m and a power of  $N = 300-600$  MW demonstrates unique energy and operational indicators (with an efficiency of 89–94,5 %).

**Keywords:** power-electric system, peak loads, hydropower unit, radial-diagonal hydraulic turbine, energy-cavitation indicators, predictive characteristic.

**Вступ.** Споживання енергії на душу населення безперервно зростає і визначає рівень розвитку,

досягнутий в тій чи іншій державі.

В даний час основними джерелами виробництва

електроенергії є органічні види палива (нафта, газ, кам'яне вугілля тощо), запаси ядерного палива для виробництва енергії, гідроенергетичні ресурси, вітроенергетика, сонячна енергетика та ін.

Основними джерелами енергії для наземного, повітряного і водного транспорту, для металургійної, хімічної та інших видів промисловості як і раніше є органічні види енергії. Однак, відомо, що ці види енергії не є поновлюваними і багато родовищ нафти і газу прилегли до промислових районів вичерпали свої запаси, а нові джерела доводиться використовувати на великих віддаленнях від споживачів. Великим недоліком споживання органічного палива є також шкідливі викиди в атмосферу при його згорянні.

До основних видів виробництва електроенергії необхідно віднести атомну енергетику, гідроенергетику та, так звану, «зелену електроенергетику» тобто вітроенергетику і сонячну електроенергетику. Ці види виробництва електроенергії є найбільш чистими, не виробляючими шкідливих викидів в атмосферу. Позитивним фактором також є те, що гідроенергетика та «зелена енергетика» є поновлюваними видами енергії.

Вартість виробництва одної кВт години електроенергії на атомних електростанціях в 3–5 разів дешевше, а на гідроелектростанціях в 7–10 разів дешевше, ніж на теплових електростанціях. До недоліків атомних електростанцій можна віднести, по-перше, те, що їх будівництво можливе в районах, віддалених від сейсмічної активності, а також те, що наслідки аварій на АЕС завдають величезний економічний і екологічний збиток. Для забезпечення умов безаварійної роботи агрегатів атомних електростанцій, як правило, передбачається постійне базове оптимальне навантаження з виключенням частих запусків і зупинок агрегатів.

Виробництво електроенергії за допомогою вітро- і сонячних агрегатів залежить від кліматичних умов і часу доби, а також ці агрегати займають досить великі площі. Вітроагрегати до того ж повинні розташовуватися, як і аеродроми на достатньому віддаленні від житлових масивів, оскільки при експлуатації вони випромінюють шкідливі для здоров'я ультразвукові коливання.

Потреба в електроенергії протягом доби в промислово розвинених країнах різко змінюється,

тобто існує так зване «базове» навантаження – постійне в денні й нічні часи і, так зване, «пікове» навантаження добового регулювання, зростаюче в ранкові години (особливо в зимовий період), в похмурі вечірні години і різко падаюче в темні нічні години.

Практика світового досвіду показує, що для покриття пікових навантажень добового регулювання можуть бути використані гідроагрегати, обладнані гідротурбінами на ГЕС, або насос-турбінами – на ГАЕС, завдяки своїй мобільності зміни режиму експлуатації.

Багато фахівців-гідроенергетиків розглядають енергію об'єму води перед дамбою гідроелектростанції як своєрідний акумулятор, що дозволяє швидко перетворити цю енергію в електричну.

При різкій зміні електричного навантаження в енергосистемі, що приводить до збільшення або зменшення частоти струму в мережі, необхідна швидка реакція для відновлення синхронної частоти, що оберігає електричну систему від так званого «розвалу частоти», наслідком якого можуть бути великі аварії в електронних системах управління. Тільки гідроагрегати завдяки своїй мобільності можуть швидко реагувати в цьому випадку, відновлюючи синхронну частоту в мережі, не дозволяючи великих відхилень.

У табл. 1 представлені основні показники маневреності електростанцій [1–3].

При великих змінах споживаного електронавантаження використовується так званий метод «групового регулювання», коли для вирівнювання споживаного і вироблюваного електронавантаження використовуються резервні гідроагрегати, що швидко запускаються зі стану повної зупинки або з функціонування в режимі синхронного компенсатора, або швидко зупиняються.

Найчастіше для поступової зміни споживаного навантаження роботу гідроагрегатів переводять в режим відмінний від оптимального, але з досить високими вимогами до енергокавітаційних й інших експлуатаційних показників. На рис. 1 представлений вплив гідроенергетичних об'єктів на навколишнє середовище.

З екологічної та економічної точки зору, при

Таблиця 1 – Маневрені властивості основних типів електростанцій

Тип електростанцій	Технічний мінімум навантаження у % (відношення мінімально допустимої потужності до встановленої)	Діапазон регулювання, у %	Час виходу на повну потужність, у хвиликах	
			Після зупинки	З «гарячого» режиму
АЕС	85–90	10–15	390–660	60
ТЕС (вугілля, мазут)	70–80	20–30	90–180	20–50
Газотурбінні	0	100	15–30	0,5
Гідроелектростанції (ГЕС)	0	100	1–2	0,25–0,5
Гідроакumuлюючі електростанції (ГАЕС)	0	200	1–2	0,25–0,5

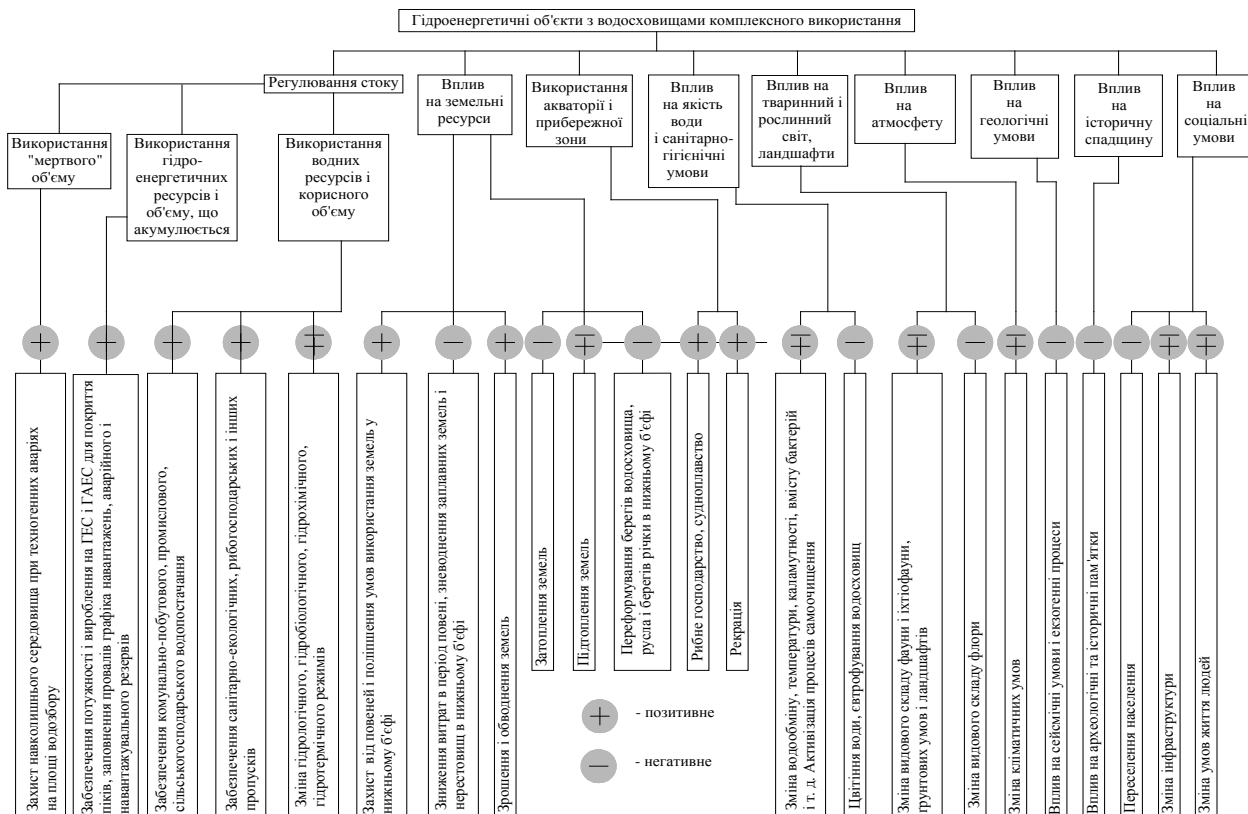


Рис. 1. Вплив гідроенергетичних об'єктів на навколишнє середовище

комплексному вирішенні ряду задач, поряд з виробництвом електроенергії, вирішуються такі завдання як захист від паводків і повеней, раціональне зрошення полів й ін. Гідроелектростанції, як і атомні електростанції, з серйозним протиаварійним захистом, є найбільш чистими (без будь-яких шкідливих викидів) виробниками електричної енергії.

**Удосконалення основних показників, що характеризують перевагу лопатевих гідротурбін радіально-осьового типу.** Як відомо, основне призначення органів, що підводять потік до робочого колеса гідротурбіни, таких як спіральна камера, канали, утворені колонами статора і лопатками напрямного апарата, полягає в наступному:

1. Рівномірне по окружності і по висоті лопаток напрямного апарата підведення потоку до робочого колеса гідротурбіни з мінімальними втратами.

2. Формування в підвідних органах гідротурбіни з мінімальними втратами моменту кількості руху потоку, що підводиться до робочого колеса для оптимальної роботи гідротурбіни.

Якщо позначити середньоінтегральне значення моменту кількості руху потоку, що проходить в одиницю часу через вхідний переріз перед робочим колесом, як  $M_1 = \rho Q (\overline{rV_u})_1$ , а через вихідний переріз,

як  $M_2 = \rho Q (\overline{rV_u})_2$ , то різниця  $M_1 - M_2$  дорівнює, з

урахуванням втрат моменту кількості руху на тертя і об'ємні протікання,  $M_{кр} = M_1 - M_2 - \Delta M_{втрат}$  моменту кількості руху, передаваного через лопатеві системи робочого колеса на вал гідроагрегата, тобто дорівнює

крутному моменту  $M_{кр}$ . Якщо застосувати для розгляду цього процесу закон збереження моменту кількості руху (або його інтегральну форму у вигляді рівняння балансу моменту кількості руху), то можна отримати відоме рівняння Ейлера для гідротурбіни:

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

Звичайно на оптимальному режимі роботи гідротурбіни момент кількості руху потоку за робочим колесом передбачається рівним нулю, тобто передбачаються мінімальні циркуляційні втрати (або втрати моменту кількості руху) з потоком, що залишає робоче колесо.

Відомо також, що потужність, що передається потоком на вал гідроагрегата, буде дорівнювати  $M_{кр} = \omega \cdot M_{кр}$ , де  $\omega$  – частота обертання ротора гідроагрегата.

Тобто момент кількості руху  $M_2 = \rho Q (\overline{rV_u})_2$ , не переданий потоком робочого колеса внаслідок так званих циркуляційних втрат, істотно збільшує сумарні втрати енергії в гідротурбінах, обладнаних жорстколопатевими радіально-осьовими або пропелерними робочими колесами.

Враховуючи, що гідротурбіни експлуатуються, в основному, на змінних навантаженнях, пов'язаних з покриттям пікових навантажень добового регулювання єдиної електроенергетичної системи, цей недолік суттєво знижує можливості радіально-осьових гідротурбін, що обумовлює застосування нових

гідротурбін радіально-діагонального, діагонально-осьового та інших типів [4–20].

Не слід також забувати, що для формування потоку в підвідних органах, робочому колесі і відвідних органах необхідно забезпечити стикування потоків в окремо взятих каналах в перерізах, які відділяють один канал від іншого, яке гарантує мінімальні втрати на основі не тільки забезпечення енергетичного балансу рідини, що рухається (закону збереження кількості руху), але і на основі балансу моментів кількості руху перед і за перерізом стикування, що практично досі не виконувалося. Нові сучасні типи гідротурбін, розроблені на кафедрі (радіально-діагональні, діагонально-осьові та ін.), за рахунок «комбінаторної» залежності в системі регулювання оптимально вирішують цю задачу.

Застосування соплових конфузюрних каналів, розташованих по кільцю перед радіально-діагональним робочим колесом, дозволяє створювати 85–90 % і більше величини моменту кількості руху, необхідного для забезпечення оптимальної роботи гідротурбіни на напори 600 і вище (навіть до 800–1000 м).

Численні комплексні експериментальні дослідження, проведені на гідротурбінному стенді кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» показали, що навіть на оптимальному режимі, коли  $M_2 = \rho Q (\overline{rV_u})_2 \approx 0$  і  $\rho Q (\overline{rV_u})_1 = (\rho Q) \frac{\eta_r g H}{\omega}$ , у випадку високонапірних ( $H = 400$ – $500$  метрів і вище) гідротурбін, моменти досягали чималих величин й викликали в криволінійних каналах спіральної камери та інших підвідних органах значні інерційні (відцентрові) сили.

Ці сили викликали в потоці значні величини  $\text{grad} \vec{V}$  і, аналогічно руху рідини в трубопроводі круглого поперечного перерізу в місці повороту трубопроводу, формували великомасштабні вихрові структури типу «парного вихору» ( $\text{rot} \vec{V} \parallel \vec{V}$ ), тобто великомасштабні вихрові структури гвинтового вихрового руху рідини.

Комплексні експериментальні дослідження структури потоку в підвідних органах гідротурбін РО 400 і РО 500 за допомогою кульових зондів показали на різних (більше 25) режимах роботи гідротурбіни, що охоплюють всю універсальну характеристику (РО 400 і РО 500), величезну деформацію рухомої рідини під впливом «парного вихору», що утворився в спіральній камері.

Це приводить до втрат енергії порядку 3–4,5 % тільки в каналах, що підводять потік до робочого колеса, і додатково, на величину 1–2 %, – до втрат енергії в каналах робочого колеса.

При напорах, що перевищують 500 м, втрати енергії в підвідних органах гідротурбіни і в міжлопатеких каналах робочих коліс різко зростають, структура потоку в цих каналах є нестационарною, нестійкою, в потоці виникають великомасштабні пульсації тиску, що призводять до небезпечних за

величиною вібрацій поверхонь, обтічних потоком.

Єдиним прогресивним напрямом для вдосконалення проточної частини гідротурбіни з метою її застосування на напори понад 500 м навіть до 800–1000 м є заміна ролі спіральної камери як основного елемента, що створює необхідний для оптимальної роботи гідротурбіни момент кількості руху перед робочим колесом, просторим спіральним підвідним органом, який закінчується розташованими по кільцю спеціально спроектованими конфузюрними сопловими апаратами, що формують момент кількості руху перед робочим колесом, з максимально рівномірним підведенням потоку до робочого колеса з мінімальними втратами на тертя, в тому числі і за рахунок формування у пристінковій зоні поверхонь соплових апаратів ламінарного пограничного шару.

**Удосконалення основних показників, що характеризують переваги радіально-діагональних гідротурбін, обумовлені новими конструктивними рішеннями, на які отримані понад 20 патентів України.**

На рис. 2 представлений розріз високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни на напори 600 м навіть до 800–1000 м.

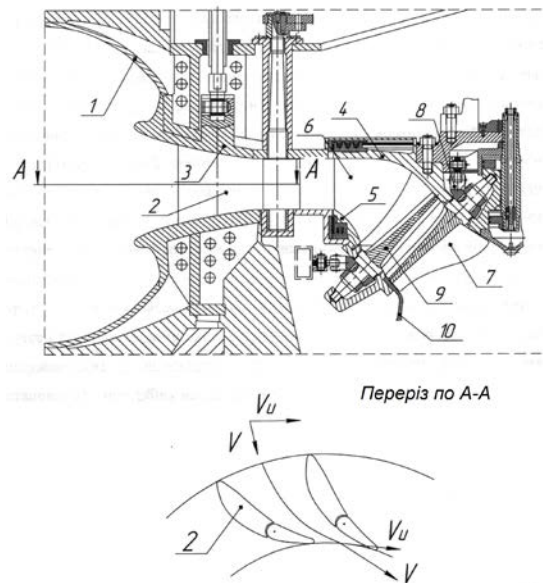


Рис. 2. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна

Високонапірна гідротурбіна складається зі спіральної камери 1 з просторими поперечними перерізами, швидкість підвідного потоку в яких зменшена в 1,5–3 рази; соплових апаратів 2 з поворотними вихідними кромками, що здійснюють регулювання витрати і формують спільно з верхньою поверхнею каналів-сопел, що переміщається, необхідний для оптимальної роботи гідротурбіни момент кількості руху; кільцевого затвора 3, який також грає роль додаткового регулюючого витрати органу; робочого колеса, що складається з втулки 4, нижнього обода 5, встановлених між ними жорстко закріплених лопатей радіально-осьового типу 6; поворотних лопатей діагонального типу 7; механізму повороту лопатей 8; лопаток, проміжного між

лопатями радіального і діагонального типу напрямного апарата 9, які створюють додатковий момент кількості руху потоку перед діагональною лопатевою системою; відсмоктуючої труби 10.

Додатковий момент кількості руху, що створюється в соплових каналах проміжного напрямного апарата, дозволяє найбільш ефективно здійснювати робочий процес гідротурбіни на надвисоких напорах 800–1000 м і найбільш ефективно використовувати цю ж конструкцію в насос-турбінах для гідроакумулюючих ГЕС.

Система комбінаторної залежності складається з чотирьох регулюючих елементів: поворотних вихідних кромки соплових апаратів, верхній поверхні сопел, що переміщається, поворотних лопаток проміжного напрямного апарата і лопатей робочого колеса діагонального типу, які розвертаються в процесі регулювання. Чотирьохелементна система комбінаторної залежності дозволяє розширити діапазон надійної роботи гідротурбіни з високими енергокавітаційними показниками по витраті (потужності) і напору, в 1,5–2 рази підвищити одиничну потужність при тих же розмірах робочого колеса, підвищити середньоексплуатаційний ККД на 2–5 %, більш ефективно використовувати при роботі на пікових навантаженнях добового регулювання і при розробці насос-турбін для гідроакумулюючих ГЕС.

У багатоелементній системі управління робочим процесом (системі регулювання), що складається з чотирьох регульованих елементів, для спрощення можна відмовитися від переміщення верхньої поверхні сопел або від проміжного напрямного апарата діагонального типу 9. При цьому треба врахувати, що верхня поверхня сопел, яка переміщається, є не тільки одним з регулюючих потік органів, але і запірним органом гідротурбіни, а система діагонально розташованих лопаток проміжного напрямного апарата 9 грає не тільки роль стикування потоків, які покидають радіально-осьову лопатевою систему, з потоками в діагональній лопатевої системі радіально-діагонального робочого колеса по балансу кількості руху (імпульсу) потоку і також по балансу моменту кількості руху (моменту імпульсу), а й роль формування додаткового моменту кількості руху рідини, необхідного для оптимальної роботи діагональної лопатевої системи 7.

У повному комплекті всі елементи проточної частини і системи управління робочим процесом виконують такі основні функції:

1. Верхня поверхня каналів-сопел, що переміщується, 3 спільно з вихідними поворотними елементами конфузюрних каналів соплових апаратів 2 відіграє основну роль в системі підтримки синхронної частоти електричного струму в єдиній енергетичній системі. Причому, при збільшенні споживаної електроенергії з мережі, тобто при швидкому підключенні до мережі єдиної електроенергетичної системи ряду потужних споживачів, як результат, спостерігається швидке падіння частоти струму в мережі. Для підтримки (відновлення) синхронної

частоти електричного струму застосовується так звана система «групового регулювання гідроагрегатами», яка полягає в тому, що ряд гідроагрегатів, що знаходяться в резерві, швидко запускаються на повну потужність, або, якщо немає таких резервних (непрацюючих) гідроагрегатів, то основну масу перекладають на режим експлуатації з підвищеними потужностями, тобто витратами води через турбіну. При цьому режимі експлуатації гідроагрегатів ККД кожної гідротурбіни дещо менше, ніж ККД оптимального режиму, нестаціонарність потоку дещо вище, параметри, що забезпечують надійність гідроагрегата, дещо нижче і т. д. Нові конструктивні рішення, на які отримані патенти України 139833, 139835–139841, 141343, в тому числі і у вигляді радіально-діагональної гідротурбіни, дозволяють максимально можливо розширити зону надійної і високоефективної експлуатації гідротурбіни.

2. Як відомо, гідротурбіни, обладнані жорстколопатевиими робочими колесами (радіально-осьове і пропелерне), мають істотний недолік, що полягає в тому, що на режимах експлуатації, відмінних від оптимального, у них спостерігається різке зростання так званих циркуляційних втрат, які занижують діапазон експлуатаційних режимів з високими енергокавітаційними характеристиками (за витратами й напорами), і різко знижують діапазон надійної (безаварійної експлуатації). Поворотно-лопатевої гідротурбіни в більшій мірі позбавлені цього недоліку. Однак з метою зменшення циркуляційних втрат лопаті поворотно-лопатевих гідротурбін встановлюються на кутах розвороту, при яких збільшуються втрати при обтіканні вхідних елементів лопатей поворотно-лопатевих гідротурбін. Цього недоліку позбавлені радіально-діагональні гідротурбіни, зображені на рис. 2.

Чотирьохелементна система комбінаторної залежності в системі регулювання радіально-діагональної гідротурбіни дозволяє максимально узгодити потоки в різних елементах проточної частини гідротурбін, зменшивши до мінімуму втрати енергії і максимально знизивши нестаціонарність руху рідини на різних режимах експлуатації, включаючи досить віддалені від оптимального.

**Удосконалення основних показників, що характеризують переваги радіально-діагональних гідротурбін, за допомогою вдосконалення енергокавітаційних та інших експлуатаційних показників, підтверджених параметрами на універсальних і експлуатаційних характеристиках.** Як відомо, основними «документами», що характеризують якість, включаючи кавітаційні й інші експлуатаційні показники гідротурбіни, є універсальні і експлуатаційні характеристики, які дозволяють визначити і обмежити зону високоефективної і надійної експлуатації, встановити комбінаторну залежність між елементами, що здійснюють процес регулювання гідротурбіни, що забезпечує мінімальні втрати енергії, високу надійність експлуатації гідротурбіни на базових (стандартних режимах), змінних режимах при покритті пікових навантажень

добового регулювання, пуско-зупиночних режимах, режимах «синхронного компенсатора».

На рис. 3 і 4 представлені прогнозні універсальні характеристики радіально-діагональних гідротурбін на напори 600 і 700 м.

На рис. 5 зображена універсальна характеристика гідротурбіни РО 500/3502-В-80 № 2515 ХТЗ.

Проаналізуємо основні показники гідротурбін на основі універсальних характеристик (рис. 3, 4, 5).

Радіально-осьова гідротурбіна РО 500 має:

$\eta_{\max} = 90,7\%$  при  $n'_{\text{лопт}} = 67,5 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{\text{лопт}} = 227 \text{ л/с}$ .

Діапазон надійної експлуатації характеризується:

при  $n'_{I \max} = 75 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{I \min} = 160 \text{ л/с}$ ;

$Q'_{\text{лопт}} = 227 \text{ л/с}$ ;  $Q'_{I \max} = 280 \text{ л/с}$ ;

при  $n'_{\text{лопт}} = 67,5 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{I \min} = 160 \text{ л/с}$ ;

$Q'_{\text{лопт}} = 227 \text{ л/с}$ ;  $Q'_{I \max} = 280 \text{ л/с}$ ;

при  $n'_{I \min} = 45 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{I \min} = 160 \text{ л/с}$ ;  
 $Q'_{\text{лопт}} = 227 \text{ л/с}$ ;  $Q'_{I \max} = 280 \text{ л/с}$ .

Діапазон експлуатації по оборотах (напорах) характеризується:

при  $Q'_{\text{лопт}} = 227 \text{ л/с}$ ;  $n'_{I \max} = 75 \text{ хв}^{-1}$ ;  
 $n'_{\text{лопт}} = 67,5 \text{ хв}^{-1}$ ;  $n'_{I \min} = 45 \text{ хв}^{-1}$ .

Радіально-діагональна гідротурбіна РОД 600 (рис. 3) має:

$\eta_{\max} = 92,5\%$  при  $n'_{\text{лопт}} = 55 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{\text{лопт}} = 210 \text{ л/с}$ .

Діапазон надійної експлуатації характеризується:

при  $n'_{I \max} = 67 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{I \min} = 120 \text{ л/с}$ ;

$Q'_{\text{лопт}} = 210 \text{ л/с}$ ;  $Q'_{I \max} = 310 \text{ л/с}$ ;

при  $n'_{I \max} = 55 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{I \min} = 120 \text{ л/с}$ ;

$Q'_{\text{лопт}} = 210 \text{ л/с}$ ;  $Q'_{I \max} = 310 \text{ л/с}$ ;

при  $n'_{I \max} = 45 \text{ хв}^{-1}$ ;  $Q'_{I \min} = 140 \text{ л/с}$ ;

$Q'_{\text{лопт}} = 210 \text{ л/с}$ ;  $Q'_{I \max} = 300 \text{ л/с}$ .

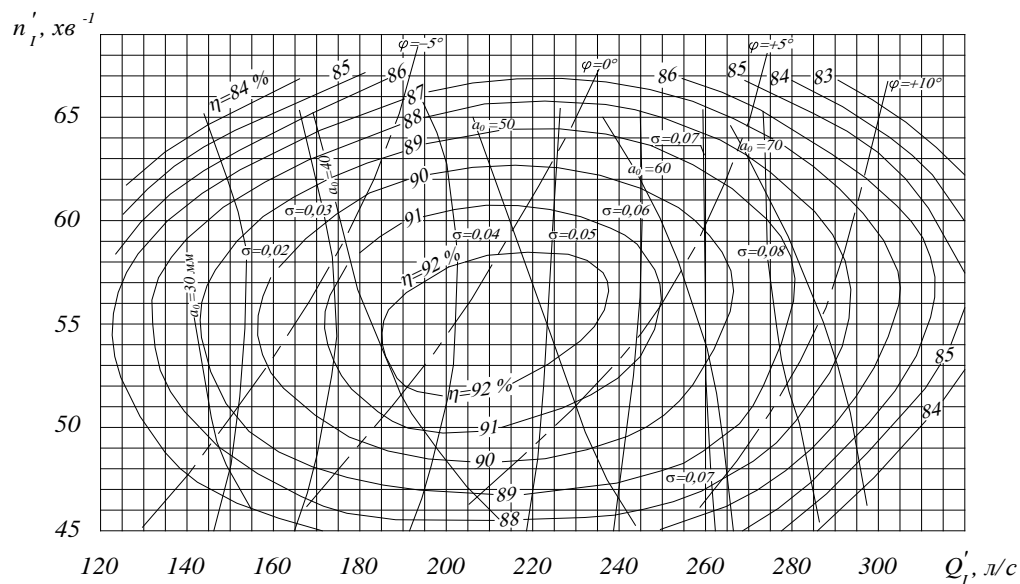


Рис. 3. Прогнозна універсальна характеристика РОД 600;  $D_1^{(D)} = 0,73 \text{ м}$

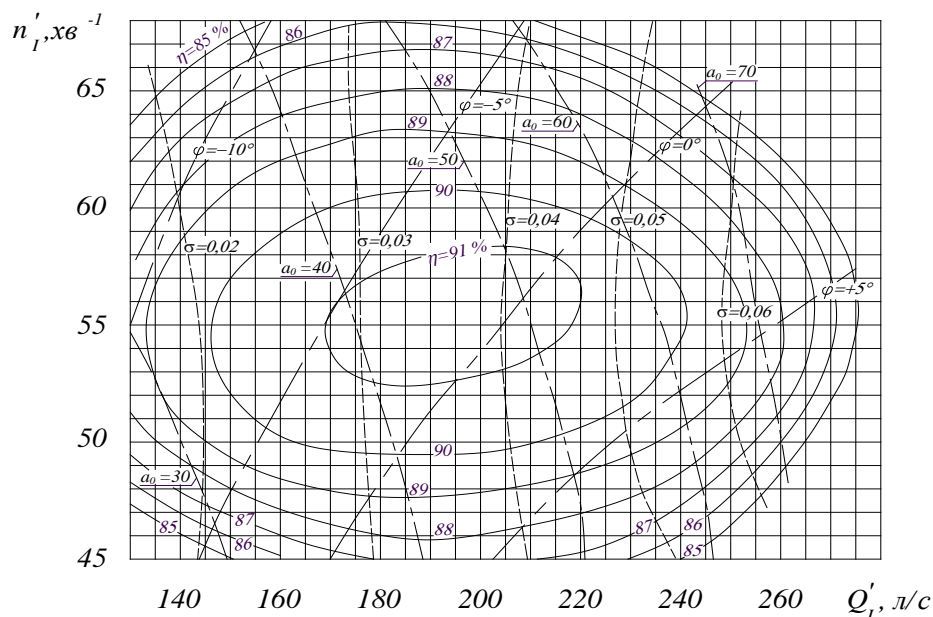


Рис. 4. Прогнозна універсальна характеристика РОД 700;  $D_1^{(D)} = 0,74 \text{ м}$

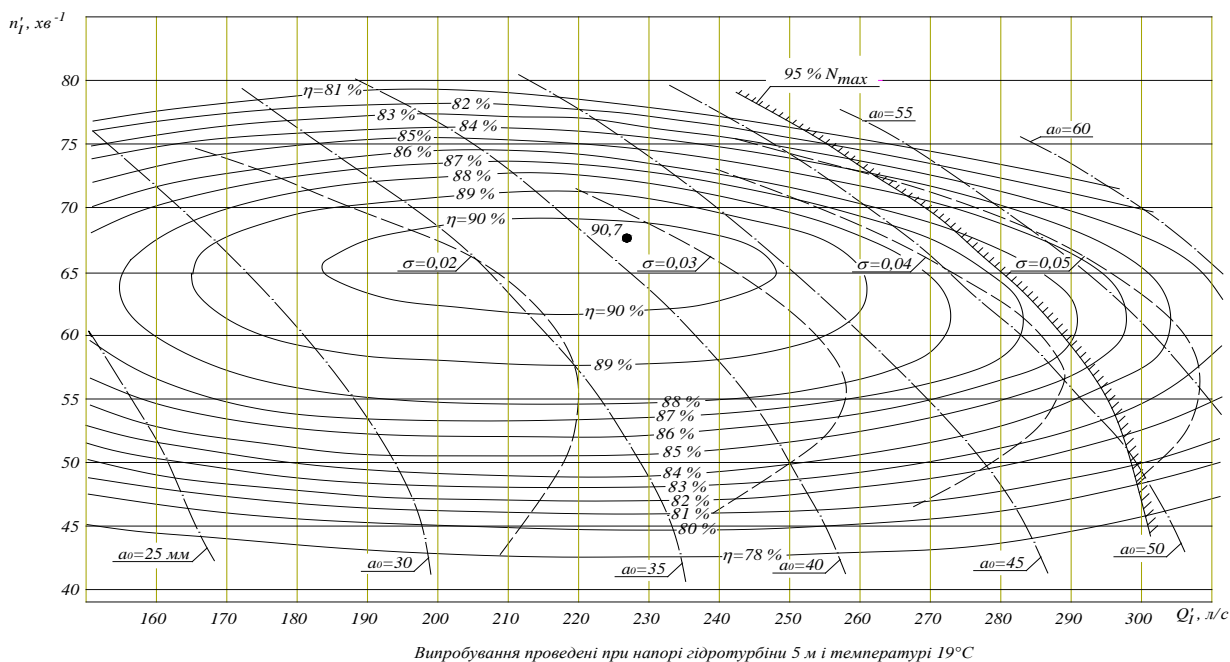


Рис. 5. Універсальна характеристика гідротурбіни РО 500/3502-В-80

Діапазон експлуатації по оборотах (напорах) характеризується:

при  $Q'_{\text{опт}} = 210$  л/с:  $n'_{I \text{ max}} = 67$  хв<sup>-1</sup>;  $n'_{\text{опт}} = 55$  хв<sup>-1</sup>;  
 $n'_{I \text{ min}} = 45$  хв<sup>-1</sup>.

Порівняння показників пропускної здатності підтверджує припущення, що при переході від гідротурбіни РО 500 (на напір 500 м) вона не тільки не зменшується, а й дещо збільшується при переході на застосування гідротурбіни РОД 600 при збільшенні ККД мінімум на 2 %.

Радіально-діагональна гідротурбіна РОД 700 (рис. 4) має:  $\eta_{\text{max}} = 91,5$  % при  $n'_{\text{опт}} = 55$  хв<sup>-1</sup>;  
 $Q'_{\text{опт}} = 210$  л/с.

Діапазон надійної експлуатації характеризується:  
 при  $n'_{I \text{ max}} = 67$  хв<sup>-1</sup>:  $Q'_{I \text{ min}} = 120$  л/с;  
 $Q'_{\text{опт}} = 195$  л/с;  $Q'_{I \text{ max}} = 250$  л/с;  
 при  $n'_{\text{опт}} = 55$  хв<sup>-1</sup>:  $Q'_{I \text{ min}} = 120$  л/с;  
 $Q'_{\text{опт}} = 195$  л/с;  $Q'_{I \text{ max}} = 270$  л/с;  
 при  $n'_{I \text{ min}} = 45$  хв<sup>-1</sup>:  $Q'_{I \text{ min}} = 120$  л/с;  
 $Q'_{\text{опт}} = 195$  л/с;  $Q'_{I \text{ max}} = 250$  л/с.

Діапазон експлуатації по оборотах (напорах) характеризується:

при  $Q'_{\text{опт}} = 195$  л/с:  $n'_{I \text{ max}} = 67$  хв<sup>-1</sup>;  $n'_{\text{опт}} = 55$  хв<sup>-1</sup>;  
 $n'_{I \text{ min}} = 45$  хв<sup>-1</sup>.

Ми бачимо, що пропускна здатність і діапазон високоефективної експлуатації за витратами (потужностями) і оборотами (напорами) досить великий у порівнянні з застосуванням на ці напори радіально-осьових або ковшових гідротурбін.

На рис. 6 зображена експлуатаційна характеристика радіально-діагональної гідротурбіни РОД 600-В-450, побудована на основі універсальної характеристики РОД-600 (рис. 3) для діаметра робочого колеса  $D_1 = 4,5$  м.

Вперше у світовій практиці гідротурбінобудування розроблена гідротурбіна з робочим колесом радіально-діагонального типу на

напори 600–700 м і навіть до 800–1000 м з унікальними характеристиками і високим ступенем надійності при експлуатації на пікових навантаженнях добового регулювання.

Аналізуючи основні показники, що характеризують експлуатаційні якості гідротурбіни РОД 600-В-450 (рис. 6) слід зазначити:

1. Рекордно широкий діапазон надійних режимів експлуатації при зміні напорів від  $H_{\text{min}} = 430$  м до  $H_{\text{max}} = 740$  м при коефіцієнті корисної дії  $\eta_{\text{max}} = 94,5$  % до  $\eta_{\text{min}} = 89$  %, тобто при досить високих показниках.

2. Рекордно широкий діапазон надійних режимів експлуатації при зміні потужності від  $N_{\text{min}} = 400$  МВт до  $N_{\text{max}} = 600$  МВт при коефіцієнті корисної дії в діапазоні 89–94,5 %.

**Висновки.** На основі нових конструктивних рішень і вдосконалення робочого процесу, що дозволило знизити практично до нуля циркуляційні втрати енергії з потоком, який залишає лопатеву систему робочого колеса, у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, а також знизити втрати на вході в лопатеві системи радіально-осьового та діагонального типу, вдалося розробити комплекс гідротурбін радіально-діагонального типу на різні діапазони напорів з високими енергетичними і експлуатаційними показниками.

Вперше в світовій практиці гідротурбінобудування розроблені високоефективні радіально-діагональні гідротурбіни на високі і надвисокі напори навіть до 800–1000 м.

**Список літератури**

1. Солодов В. Г. *Применение пакета прикладных программ ANSYS в расчетах элементов гидравлических машин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2018. 196 с.
2. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Гришин А. М., Крупа Е. С., Гулахмадов А. А. *Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными*

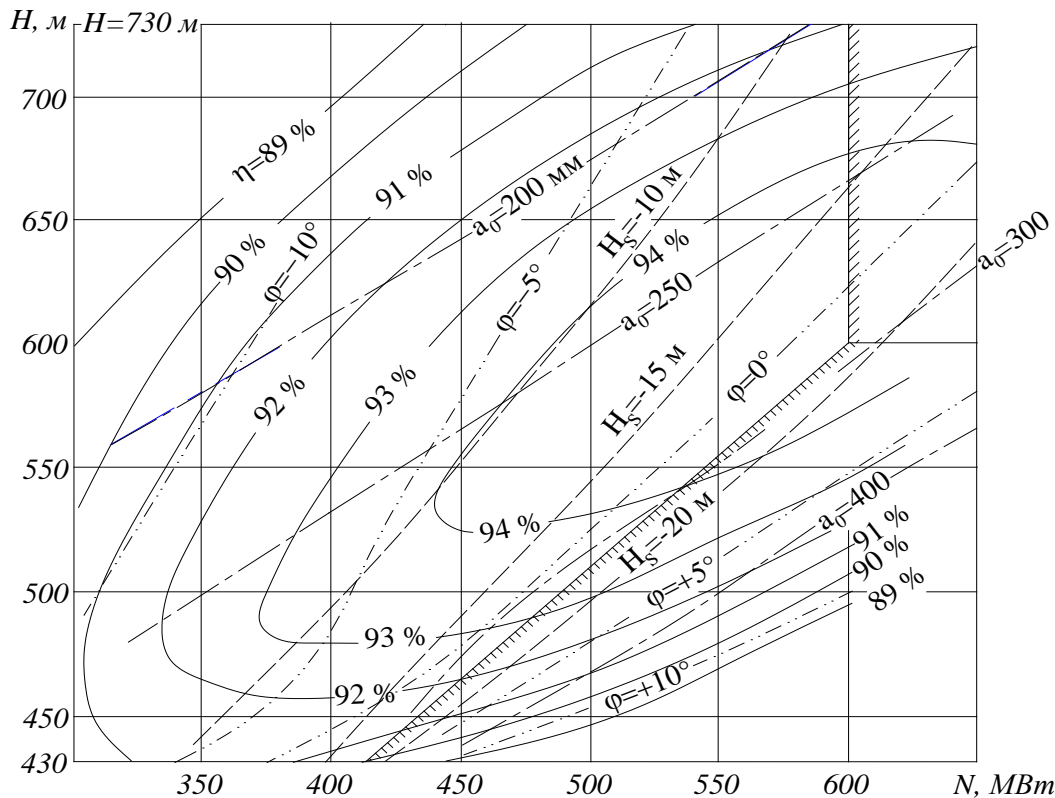


Рис. 6. Експлуатаційна характеристика радіально-діагональної гідротурбіни РОД 600-В-450;  $N = 600$  МВт;  $n = 300$  хв<sup>-1</sup>;  $D_1 = 4,5$  м

- особенностями структуры потока в проточной части. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 7. С. 151–159.
- Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
  - Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ПІМаш, 2019. 386 с.
  - Губарев О. П., Левченко О. В. Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 21–27.
  - Потетенко О. В., Гришин А. М., Радченко Л. Р., Яковлева Л. К., Крупа Е. С., Вахрушева О. С., Гулахмадов А. А. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Новые решения в современных технологиях*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 33. С. 109–119.
  - Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. / ed. Cherkashenko M. V. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). 83 p.
  - Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
  - Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
  - Линник А. В., Хаитов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
  - Веремеев И. С. Полвека поиска и созидания – итоги и перспективы развития отечественного гидротурбостроения. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 4–25.
  - Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
  - Сухоробрый П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2001. Iss. 129, part 1.1. P. 79–89.
  - Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009. Vol. 2, no. 4. P. 324–333.
  - Brekke H. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato: Norway, 2000. 317 p.
  - Топаж Г. И. *Лопастные гидромашини и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса гидротурбин*. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. Университет, 2011. 154 с.
  - Линник А. В., Рябов А. В. Экспериментальный стенд ПАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 14, № 3. С. 11–18.
  - Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
  - Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, № 3. P. 109–113.
  - Миронов К. А. Проектирование рабочих колес радиально-осевой высоконапорной гидротурбины на параметры ГЭС Каменг. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2010. № 24. С. 69–76.

#### References (transliterated)

- Solodov V. G. *Primenenie paketa prikladnykh programm ANSYS v raschetakh elementov gidravlicheskih mashin* [Application of the ANSYS software package in the calculation of elements of hydraulic machines]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2018. 196 p.
- Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Grishin A. M., Krupa E. S., Gulakhmadvov A. A. *Analiz poter' energii v vysokonapornykh*



- radial'no-osevykh gidroturbinakh obuslovlennykh kharakternyimi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti [Analysis of energy losses in high-pressure radial-axial hydraulic turbines due to the characteristic features of the flow structure in the flow path]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 7, pp. 151–159.
3. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. Sistemy upravleniya gidroturbin [Hydraulic turbin control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 84–97.
  4. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektivannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
  5. Hubarev O. P., Levchenko O. V. Doslidzhennya enerhetychnoho balansu systemy z nerehul'ovanyim nasosom ta klapanom riznytsi tyskiv [Investigation of the energy balance of a system with an unregulated pump and a pressure difference valve]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 21–27.
  6. Potetenko O. V., Grishin A. M., Radchenko L. R., Yakovleva L. K., Krupa E. S., Vakhrusheva O. S., Gulakhmadov A. A. Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroyeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki [The working process of a radial-diagonal hydraulic turbine (ROD). Method for constructing a predictive universal characteristic]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Nove resheniya v sovremennykh tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: New solutions in modern technologies]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 33, pp. 109–119.
  7. Cherkashenko M. V., ed. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), 83 p.
  8. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
  9. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
  10. Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya gidroturbostroyeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no 1, pp. 11–18.
  11. Veremeenko I. S. Polveka poiska i sozidaniya – itogi i perspektivy razvitiya otechestvennogo gidroturbostroyeniya [Half a century of search and creation – the results and prospects of development of the domestic hydro-turbine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 4–25.
  12. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
  13. Sukhorebryy P. N. Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimnykh gidromashin [Calculation of spiral chambers radial-axial reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1.1, pp. 79–89.
  14. Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009, vol. 2, no. 4, pp. 324–333.
  15. Brekke H. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato, Norway, 2000. 317 p.
  16. Topazh G. I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabocheho protsessa gidroturbin* [Vane hydraulic machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow hydroturbines]. Sankt-Peterburg, Politehn. Universitet. Publ., 2011. 154 p.
  17. Linnik A. V., Ryabov A. V. Eksperimental'nyy stand PAO "Turboatom" dlya fizicheskogo modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modeley povorotno-lopastnykh gidroturbin [Experimental stand of PJSC "Turboatom" for the physical modeling of hydrodynamic processes in the flow parts of the Kaplan turbine models]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–18.
  18. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
  19. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006, vol. 55, no. 3, pp. 109–113.
  20. Mironov K. A. Proektirovanie rabochikh koles radial'no-osevoy vysokonapornoy gidroturbiny na parametry GES Kameng [Design of impellers radial-axial high-pressure hydraulic turbine on the parameters of hydroelectric Kameng]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnologii v mashinostroyeni* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Technologies in mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 24, pp. 69–76.

Надійшла (received) 11.05.2021

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Потетенко Олег Васильович (Potetenko Oleg)** – 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>; e-mail: potetenko.OV@gmail.com