

К. С. РЕЗВА, И. И. ТИНЫЯНОВА, О. В. КОСОРУКОВ

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ОСЕРЕДНЕНИХ БЕЗРОЗМІРНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВИСОКОНАПІРНОЇ ОБОРотної ГІДРОМАШИНИ

Представлено аналіз робіт в області гідродинамічних розрахунків, який відзначає відсутність єдиних підходів в питанні систематизації та узагальнення результатів проведених досліджень. Запропоновано метод визначення оптимальних параметрів роботи оборотної гідромашини, що базується на безрозмірних осереднених параметрах. Даний метод дає можливість на ранніх етапах проектування нових проточних частин спрогнозувати енергетичні характеристики роботи насос-турбін, визначити їх оптимальні параметри, враховуючи при цьому особливості роботи. Він дозволяє визначити основні параметри в насосному режимі роботи агрегату, для подальшої перевірки енергетичних та кінематичних параметрів в турбінному режимі. В роботі представлені рівняння математичного моделювання робочого процесу обраним методом при вирішенні задачі впливу геометричних параметрів високонапірної оборотної гідромашини на параметри оптимального режиму. Також даний метод дослідження дозволяє візуалізувати отримані результати у вигляді прогнозувальної характеристики, графіків розподілу втрат, поверхонь ККД (повного або гідравлічного), т. д. У результаті проведення оптимізаційних розрахунків проточних частин гідромашин (ОРО200, ОРО500) було побудовано поверхні гідравлічного ККД, визначено кінематичні та енергетичні параметри, побудовано прогнозувальної характеристики, з нанесеною на ній лінією максимального значення потужності. Проведений порівняльний аналіз отриманих результатів з результатами чисельного дослідження просторової течії і результатами фізичного експерименту показав добру збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраного методу для дослідження високонапірних оборотних гідромашин.

Ключові слова: оборотна гідромашина, втрати енергії, математична модель, режимні параметри, оптимальний режим, цільова функція.

К. С. РЕЗВАЯ, И. И. ТИНЫЯНОВА, А. В. КОСОРУКОВ

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ОСРЕДНЕННЫХ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Представлен анализ работ в области гидродинамических расчетов, который отмечает отсутствие единых подходов в вопросе систематизации и обобщения результатов проведенных исследований. Предложен метод определения оптимальных параметров работы обратимой гидромашини, основанный на безразмерных усредненных параметрах. Данный метод дает возможность на ранних этапах проектирования новых проточных частей спрогнозировать энергетические характеристики работы насос-турбин, определить их оптимальные параметры, учитывая при этом особенности работы. Он позволяет определить основные параметры в насосном режиме работы агрегата, для дальнейшей проверки энергетических, кинематических параметров в турбинном режиме. В работе представлены уравнения математического моделирования рабочего процесса выбранным методом при решении задачи влияния геометрических параметров обратимой гидромашини на параметры оптимального режима. Также данный метод исследования позволяет визуализировать полученные результаты в виде прогнозувальної характеристики, графиков распределения потерь, поверхностей КПД (полного или гидравлического), т. д. В результате проведения оптимизационных расчетов проточных частей гидромашин (ОРО200, ОРО500) были построены поверхности гидравлического КПД, определены теоретические и энергетические параметры, построена прогнозувальної характеристика, с нанесенной на ней линией максимального значения мощности. Проведенный сравнительный анализ полученных результатов с результатами численного исследования пространственного течения и результатами физического эксперимента показал хорошую сходимость, что свидетельствует о целесообразности применения выбранного метода для исследования высоконапорных обратимых гидромашин.

Ключевые слова: обратимая гидромашина, потери энергии, математическая модель, режимные параметры, оптимальный режим, целевая функция.

К. REZVAYA, I. TYNANOVA, O. KOSORUKOV

APPLICATION OF THE METHOD OF AVERAGE DIMENSIONLESS PARAMETERS FOR DETERMINING THE OPTIMAL OPERATING MODE OF A HIGH-PRESSURE REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE

The analysis of works in the field of hydrodynamic calculations, which points out the absence of common approaches in the question of systematization and generalization of the results of the conducted researches, is presented. A method of determining the optimal parameters of the operation of a reversible hydraulic machine is based on dimensionless averaged parameters is proposed. This method makes it possible at the early stages of designing new water passages to predict the energy characteristics of the pump-turbines, and to determine their optimal parameters, taking into account the features of the working process. It allows to determine the main parameters in the pump mode of hydraulic unit operation, for further verification of energy, kinematic parameters in the turbine operation mode. The paper presents the equations of mathematical modeling of the working process by the selected method during solving the problem of the influence of the geometric parameters of a reversible hydraulic machine on the parameters of the optimal mode. Also, this research method allows to visualize the results in the form of a predicted characteristic, loss distribution graphs, efficiency surfaces (total or hydraulic), etc. As a result of optimization calculations of the water passages of the hydraulic machines (ORO200, ORO500), hydraulic efficiency surfaces were constructed, kinematic and energy parameters were determined, a predictive characteristic was constructed, with a line of the maximum power value plotted on it. According to the compared analysis the obtained results, the results of a numerical study of the spatial flow and the results of a physical experiment showed good convergence. These conclusions indicate the advisability of using the method, which bases on dimensionless averaged parameters, for the study of new high-head reversible hydraulic machines and modernization pump-turbines, which are operating on the hydropower stations.

Keywords: reversible hydraulic machine, energy losses, mathematical model, mode parameters, optimal mode, objective function.

Вступ. Одне із завдань, що необхідно вирішити українським енергетикам – підвищити надійність об'єднаної енергосистеми (ОЕС) України, зокрема, якість електроенергії і стабільності її постачань. Іншими словами, ОЕС України повинна постачати споживачам досить електроенергії під час пікових навантажень, і захищати від стрибків напругу вночі, коли її споживання різко падає. Для цього в енергосистемі є маневрові і регулюючі потужності, що дозволяють оперативно реагувати на зміну споживання електроенергії в мережах і підтримувати баланс між виробленням електроенергією і її споживанням. В Україні якраз такі потужності – в дефіциті.

Передбачається, що ГАЕС виконуватимуть наступні функції в енергосистемі України: покривати пікову частину графіку навантажень; зменшувати провали навантажень вночі, одночасно покращуючи режими роботи теплових і атомних електростанцій; регулювати потужність, навантаження і міжсистемні перетікання; робити і споживати реактивну потужність, регулювати напругу в мережі. Таким чином, ГАЕС відіграє важливу роль у роботі об'єднаної енергосистеми і проектування нових проточних частин та модернізація існуючих набуває більшої актуальності [1].

Питання дослідження енергетичних характеристик високонапірних оборотних гідромашин, в основі яких лежить використання рівняння балансу енергії, завжди були актуальними. Сучасний підхід до проектування проточних частин передбачає проведення обширних емпіричних та теоретичних досліджень для визначення впливу геометричних параметрів на енергетичні показники гідромашини.

Вибір основних параметрів високонапірних оборотних гідромашин відбувається по насосному режиму, після чого проводиться перевірка характеристик даної гідромашини в турбінному режимі.

Турбінний режим є важливим при проектуванні нових гідроагрегатів, бо під час роботи в даному режимі, в години пікових навантажень в енергосистемі, виробляється дорога електроенергія. У той же час в нічні провали, під час роботи в насосному режимі, тарифи набагато менші.

В даній роботі застосовано метод осереднених безрозмірних параметрів як метод оптимізаційного проектування, який можна використовувати для удосконалення (модернізації) існуючих та створення нових гідромашин, вибору раціональної форми проточної частини та режимів роботи без проведення громіздких експериментів. Надано рекомендації щодо проведення вибору режимних параметрів. Так як вирішення оптимізаційної задачі зводиться до знаходження мінімуму (максимуму) однією або декількох заданих цільових функцій, то при проектуванні високонапірної оборотної гідромашини з використанням методу осереднених безрозмірних параметрів в якості цільової функції прийнято гідравлічний ККД [2–14].

Основна частина. Для вибору оптимальної геометрії проточної частини високонапірних оборотних гідромашин необхідним є розрахунок кінематичних і енергетичних характеристик в турбінному режимі роботи, який проводиться наступним чином:

1. При заданих величинах режимних параметрів з рівняння (1) знаходиться гідравлічний ККД (η_r):

$$\frac{g}{Q_i'^2} = k_H \cdot \eta_o^2 + k_{\text{підв}} + k_{\text{рк}} \cdot \eta_o^2 + k_{\text{відв}}, \quad (1)$$

де k_H – коефіцієнт напору в турбінному режимі;
 $k_{\text{підв}}, k_{\text{рк}}, k_{\text{відв}}$ – безрозмірні коефіцієнти опору в елементах проточної частини (у підводі, робочому колесі, відводі);
 η_o – об'ємний ККД;

$$Q_i' = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}.$$

2. За формулою (2) обчислюється параметр $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$

(коефіцієнт осередненої циркуляції, що характеризує напрямок потоку перед робочим колесом), який характеризує відкриття НА:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f_1 \left(\frac{\bar{\Gamma}_{\text{сп}} D}{Q}, a'_0 \right), \quad (2)$$

де $\frac{\bar{\Gamma}_{\text{сп}} D}{Q}$ – коефіцієнт циркуляції у спіральній камері;

$$a'_0 = \frac{a_0 D_0}{z_0} \text{ – відносне відкриття НА.}$$

3. За формулами (3–4) розраховуються кінематичні параметри (кути потоку лопатевої системи α_2 та β_1):

$$\text{ctg} \bar{\alpha}_2 = \frac{\pi}{2} \cdot \lambda^2 \cdot S_2 \cdot k_Q - S_2 \cdot \mu; \quad (3)$$

$$\text{ctg} \bar{\beta}_1 = \mu \cdot S_1 - \frac{\pi}{2} \cdot (\lambda^2 - \zeta_1) \cdot S_1 \cdot k_Q; \quad (4)$$

де μ – параметр безциркуляційного обтікання просторової решітки робочого колеса;

λ – відносні активні радіуси решіток робочого колеса;

ζ – середнє за витратою значення відношення радіусів на кромках робочого колеса;

S – коефіцієнт, що характеризує висоту проточної частини в характерному перетині;

$$k_Q = \frac{Q}{\omega \cdot D^3} \text{ – режимний параметр, що характеризує обертання робочого колеса.}$$

4. Коефіцієнти напору (k_H) і опору (k_H)

визначаються за формулами:

$$k_H = \frac{gH_T D^4}{Q^2};$$

$$k_h = \frac{g\bar{h}D^4}{Q^2}.$$

5. З рівняння (1) за значеннями k_H , k_h та N'_i за допомогою формул (5–9) знаходяться коефіцієнти окремих видів втрат (тертя, ударні, циркуляційні та інші), а потім і відповідні відносні втрати h/H :

$$\bar{h}_{\text{тер}} = \frac{1}{Q} \int \zeta_{\text{тер}} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 \cdot 2 \cdot g} dQ; \quad (5)$$

$$\bar{h}_{\text{кр}} = \int \zeta_{\text{кр}} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 \cdot 2 \cdot g} dQ; \quad (6)$$

$$\bar{h}_{\text{уд}} = \frac{\chi}{Q} \int \frac{(\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2)^2}{2 \cdot g} C_{1m}^2 dQ; \quad (7)$$

$$\bar{h}_{\text{ц}} = \frac{1}{Q} \int \frac{C_{2m}^2 \cdot \text{ctg}^2 \alpha_2}{2 \cdot g} dQ; \quad (8)$$

$$\bar{h}_{\text{вихр}} = \frac{r_{2\text{вт}}^2 \cdot C_{2\text{вт}}^2 \cdot \text{ctg}^2 \alpha_2}{2 \cdot g \cdot R_3^2}, \quad (9)$$

де C_{1m} , C_{2m} – меридіональна швидкість перед та за робочим колесом відповідно;

α , β – осереднені кути потоку у лопатевій системі;

ζ – коефіцієнти втрат на тертя, кромкові, ударні відповідно;

χ – коефіцієнт пом'якшення удару;

$r_{2\text{вт}}$, R_3 – геометричні параметри лопатевої системи.

Для побудови енергетичного балансу в турбінному режимі роботи вище зазначені параметри є вихідними. Запропонована методика використана для розрахунку залежностей $\eta = f(Q'_i)$, $N'_i = f(Q'_i)$ при $n'_i = \text{const}$. Зазначений розрахунок виявляється необхідним для оцінки ефективності та доцільності певного варіанта проточної частини на задані умови експлуатації оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи.

Якщо для заданих умов експлуатації оборотної гідромашини в насосному режимі (H_{max} , H_p , H_{min} , N) обрані D і n_s , то параметри оптимального режиму n'_i і Q'_i в турбінному режимі визначаються за умови отримання максимального ККД і розрахункового режиму для заданої потужності і діапазону напорів.

Таким чином, вже на стадії вибору основних параметрів виникає необхідність перевірного розрахунку енергетичних характеристик оборотної гідромашини в турбінному режимі.

За допомогою даної методики вирішується завдання визначення залежностей $\eta = f(Q'_i)$ та $N'_i = f(Q'_i)$ при постійному значенні частоти обертання ($n'_i = \text{const}$), що відповідають заданим напорам H_{max} , H_p , H_{min} , а також залежностей $\eta = f(Q'_i)$ при постійному значенні витрати ($Q'_i = \text{const}$) для турбінного режиму роботи. Для аналізу кожної зі складових втрат знаходяться їх залежності від Q'_i при $n'_i = \text{const}$. У разі незадовільних значень характеристик (за величиною ККД, потужності і крутизни) виникає задача зміни геометрії проточної частини з метою покращення показників. Аналіз цих залежностей дозволяє судити про необхідність зменшення тих чи інших видів втрат, які значно впливають на характеристики.

Діапазон роботи оборотної гідромашини в турбінному режимі на напори $H_{\text{max}} - H_{\text{min}}$ знаходиться на універсальній характеристиці в області вище оптимальної зони, на що впливають особливості роботи оборотної гідромашини в турбінному режимі. Актуальною задачею є визначення параметрів оптимального режиму (режиму максимального ККД). Для визначення максимального ККД і відповідних параметрів n'_i та Q'_i використовуються методи умовної і безумовної оптимізації розрахунку параметрів оптимального режиму. Отримані рівняння математичної моделі робочого процесу при вирішенні задачі впливу геометричних параметрів оборотної гідромашини на параметри оптимального режиму і вид універсальної характеристики в турбінному режимі можуть бути основою для вирішення прямої задачі теорії гідромашин. У прямій задачі обрані геометричні параметри проточної частини гідромашини дають можливість отримати параметри оптимального режиму та енергетичні показники в турбінному режимі роботи.

Знаходження оптимального режиму є оптимізаційною задачею в рамках одновимірної моделі у визначенні осереднених геометричних і кінематичних параметрів, які направляють цільову функцію в максимум при заданих значеннях приведених параметрів n'_i та Q'_i , і обмеженнях від гідравлічних, геометричних умов та умов міцності. Задача зводиться до пошуку умовного екстремуму функції кількох змінних при наявності нелінійних обмежень.

В якості цільової функції прийнято гідравлічний ККД, а керуючими параметрами є геометричні та кінематичні параметри.

Цільову функцію представлено у вигляді:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{Hr}}{g} Q_i'^2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L' \right) \quad (10)$$

де $k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L'_{PK} \right)$ – коефіцієнт теоретичного напору;

$k_h = k_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L' \right)$ – коефіцієнт опору проточної частини;

$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ – безрозмірний коефіцієнт осередненої циркуляції, що характеризує напрямок потоку перед РК;

L' – позначення набору геометричних параметрів геометричних параметрів ПЧ;

$k_Q = \frac{\pi \cdot n'_i}{30 Q'_i}$ – узагальнений режимний параметр.

Коефіцієнт опору проточної частини є коефіцієнтів окремих видів втрат:

$$k_h = k_{h_{тер}} + k_{h_{уд}} + k_{h_{ц}} + k_{h_{вих}} + k_{h_{вт}}, \quad (11)$$

де $k_{h_{вт}} = \frac{g h_{вт} D^4}{Q^2}$ – коефіцієнт втрат;

$k_{h_{тер}}, k_{h_{уд}}, k_{h_{ц}}, k_{h_{вих}}$ – коефіцієнти втрат на тертя, ударних, циркуляційних, вихрових втрат відповідно;

$k_{h_{вт}}$ – втрати у відсмоктуючій трубі.

Режимні та геометричні параметри проточної частини пов'язані функціональними обмеженнями, які впливають із умов енергетичного балансу в оборотній гідромашині в турбінному режимі роботи:

$$Q_i'^2 \left[k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, k_Q, L'_{PK} \right) + k_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, k_Q, L' \right) \right] - g = 0. \quad (12)$$

Задача знаходження параметрів оптимального режиму при турбінному режимі роботи зводиться до знаходження гідродинамічних параметрів, що максимізують цільову функцію (10) при функціональному обмеженні (12) та прямих обмежень на керуючі параметри $\lambda > 0$; $\mu > 0$; $\mu_m > 0$; $y > 0$; $y_{сп} = 0$; $\text{ctg} \alpha_2 > 0$; $K_{r1} > 0$; $K_{r2} > 0$.

Математичне формулювання задачі оптимізації представлено у вигляді:

$$\eta_{\Gamma} (n'_i, Q'_i, L') \rightarrow \max ;$$

$$F (n'_i, Q'_i, L') = 0 ;$$

$$n'_i > 0, Q'_i > 0 .$$

Для вирішення задачі необхідно отримати розгорнуті вираження для цільової функції (10) і обмежень (12). Такі вирази можуть бути отримані на основі кінематичного опису потоку за допомогою комплексу взаємопов'язаних моделей різного рівня наведених у [15–18]. При використанні цих моделей

залежності коефіцієнтів теоретичного напору і втрат мають вигляд поліномів від режимних параметрів. Коефіцієнти втрат на тертя, кромкові, циркуляційні втрати представлені поліномами виду:

$$k_h = b_3 k_Q^3 + b_2 k_Q^2 + b_1 k_Q + b_0 ,$$

де b_3, b_2, b_1, b_0 – поліномні коефіцієнти.

Коефіцієнти полінома залежать від геометричних параметрів проточної частини та незалежною змінною є режимний параметр k_Q .

Поліноми, що описують поведінку коефіцієнтів теоретичного напору і ударних втрат, залежать від двох режимних параметрів: $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q$.

Розгорнуті вираження для цільової функції і обмеження отримані в результаті підстановки залежностей для коефіцієнтів теоретичного напору і окремих видів втрат в функціональні залежності.

Задача умовної оптимізації перетворюється в безумовну шляхом виключення Q'_i з формул (10) та (12). Таким чином цільова функція має вигляд:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, k_Q, L'_{PK} \right)}{k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, k_Q, L'_{PK} \right) + h_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, k_Q, L' \right)}. \quad (13)$$

Цільова функція (13) була отримана на основі кінематичного потоку за допомогою осереднених параметрів. В результаті рішення задачі максимізації ККД визначаються шукані гідродинамічні параметри проточної частини. Підстановкою знайдених значень в (16) знаходиться величина гідравлічного ККД η_{Γ} при заданих значеннях режимних параметрів n'_i та Q'_i .

Задача пошуку значень параметрів $\lambda, \mu, \mu_m, K_{r1}, K_{r2}$ вирішується за допомогою відомих методів оптимізації (координатного спуску, конфігурацій та ін.). На рис. 1 представлені узагальнені гідродинамічні параметри для проточних частин гідротурбін РО230-РО500 (прямі лінії) і оборотних гідромашин ОРО200-ОРО500 (точки) отримані внаслідок експериментальних досліджень [19].

За допомогою співвідношень, наведених вище, знаходяться кінематичні параметри потоку в області вхідної і вихідної крайок, а також коефіцієнти, що враховують окремі види втрат.

Отримані дані дозволяють судити і про кінематичні параметри, і про енергобалансові характеристики оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи.

Оптимізаційні розрахунки були виконані методом конфігурацій, застосовуючи до проточних частин гідротурбін РО230, РО310, РО500 та високонапірних оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500. Результати розрахунків зведені в табл. 1 [20].

В результаті проведення розрахунків параметрів оптимального режиму стає можливим побудувати поверхню ККД для обраної проточної частини (рис. 2).

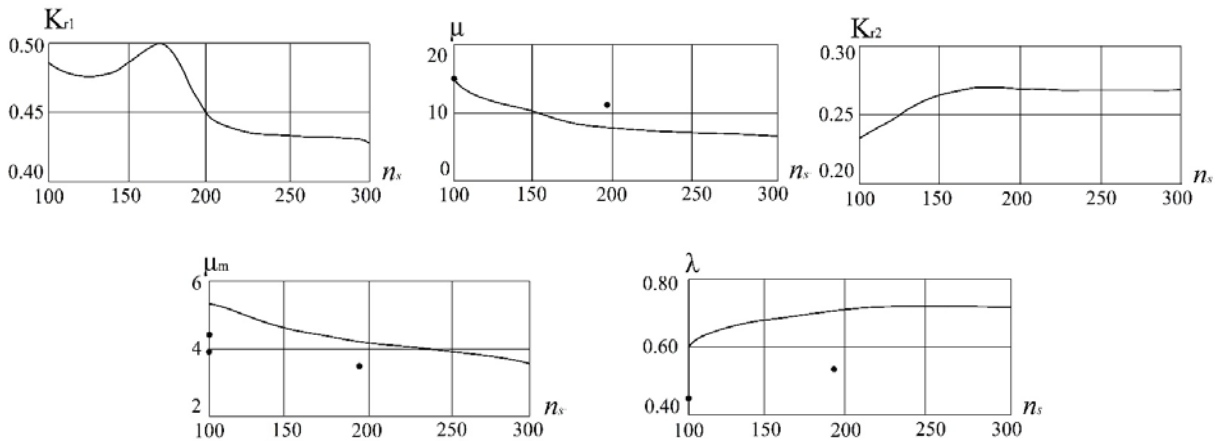


Рис. 1. Графіки узагальнених значень гідродинамічних параметрів гідромашин

Важливими для аналізу узгодження елементів проточної частини є енергетичні характеристики.

Використання методу на основі осереднених безрозмірних параметрів дозволяє визначити ККД, потужність та коефіцієнт k_{NT}^* в залежності від значень

Q'_i при цьому $n'_i = \text{const}$ (рис. 3).

Характер залежностей наведених на рис. 3 підтверджує доцільність використання безрозмірних комплексів для розрахунку та аналізу енергетичних залежностей оборотної гідромашини.

Таблиця 1 – Параметри проточних частин гідравлічних машин

Тип проточної частини	PO230	PO310	PO500	OPO200	OPO500 базовий варіант	OPO500 модифікований варіант
Параметри						
K_Q	12,15	17,9	30	31,18	53,49	54,80
n'_i	65 (65,5)	64,7 (65)	62,76 (62,5)	92,16	80	79
Q'_i	0,561 (0,55)	0,379 (0,372)	0,219 (0,2)	0,309	0,147	0,150
η_r (η)	94,5 (90)	95,2 (90,5)	95,3 (91,2)	94,8	87,3	89,5
λ	0,69	0,6	0,52	0,53	0,46	0,45
μ	9,3	10	11,9	10,79	15,6	15,6
μ_m	2,4	3,6	3,9	3,3	3,9	4,6
$\text{ctg}\beta_1$	0,702	0,614	0,402	3,719	2,150	2,456
$\text{ctg}\beta_2$	3,4	3,41	2,66	2,961	2,487	2,487
$\text{ctg}\alpha_1$	2,352	2,76	3,368	3,136	3,511	3,345
$\text{ctg}\alpha_2$	0,08	0,04	0,17	0,721	0,292	0,360

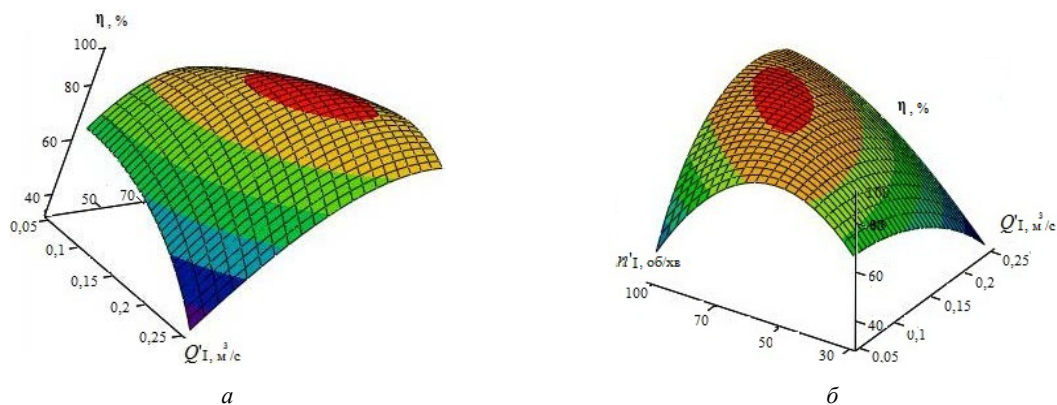


Рис. 2. Поверхня ККД оборотної гідромашини OPO500-B-100: а – базовий варіант; б – модифікований варіант

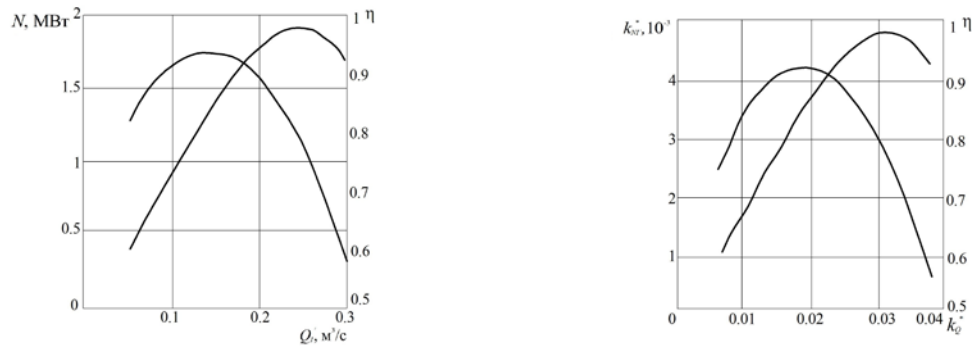


Рис. 3. Теоретичні та енергетичні залежності ОРО500-В-100

На рис. 4 наведені розрахункові енергетичні характеристики ОРО500 $\eta = f(Q'_1, n'_1)$, $\alpha_0 = f(Q'_1, n'_1)$ та лінія максимальної потужності $N_{max} = f(Q'_1, n'_1)$.

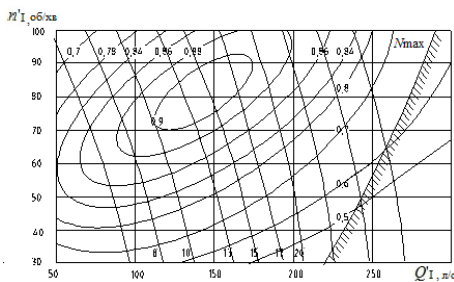


Рис. 4. Розрахункові енергетичні характеристики ОРО500

Висновки. Проектування проточних частин високонапірних оборотних гідромашин базується на виборі необхідних параметрів в насосному режимі роботи з подальшою перевіркою їх в турбінному режимі. Визначення параметрів оптимального режиму роботи високонапірної оборотної гідромашини на основі методу осереднених безрозмірних параметрів зводиться до вирішення задачі щодо знаходження гідродинамічних параметрів, які максимізують цільову функцію гідравлічного ККД при функціональних та прямих обмеженнях.

Список літератури

1. URI: <https://www.unian.net/economics/energetics/2108346-ukrainas-pomoschyu-gaes-povyisit-nadejnost-energosistemyi.html> (дата звернення: 01.11.2019).
2. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
3. Синоюгин В. Ю., Магрук В. И., Родионов В. Г. *Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике*. Москва: ЭНАС, 2008. 352 с.
4. Тихомирова Н. В. ГАЭС на развивающемся энергорынке: инновации и инвестиции. *Гидротехническое строительство*. 2005. № 6. С. 30–37.
5. Семенова А. В., Чирков Д. В., Лютов А. Е. Целевые функционалы при оптимизации рабочего колеса поворотной гидротурбины. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*. 2014. № 3 (202). С. 97–106.
6. Trivedi C., Cervantes M., Gandhi B., Dahlhaug O. G. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points. *Journal of Fluid Engineering*. 2013. Vol. 135, issue 11. doi: 10.1115/1.4024805
7. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode*. Lausanne: École

8. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $H = 70\text{--}700$ м. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
9. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
10. Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective Optimization Design of a Pump-Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014. Vol. 136. P. 014501-1–014501-9.
11. Lipej A., Poloni C. Design of Kaplan runner using multiobjective genetic algorithm optimization. *Journal of Hydraulic Research*. 2000. Vol. 38, no. 1. P. 73–79.
12. Pilev I., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes. *Proc. of Hydro 2014 (13–15 October 2014, Cernobbio)*. Cernobbio, 2014. 8 p.
13. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
14. Vyckov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
15. Кольчев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
16. Кольчев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2006. № 4/3 (22). С. 54–64.
17. Дранковский В. Э., Резвая К. С. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашин в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3. P. 125–129.
18. Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 81–84.
19. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
20. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. *2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*. Lviv, 2019. P. 460–463.
21. Кольчев В. А., Дранковский В. Э., Тыньянова И. И. Моделирование кинематических

характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 124–131.

References (transliterated)

1. Available at: <https://www.unian.net/economics/energetics/2108346-ukraina-s-pomoschyu-gaes-povyisit-nadejnost-energosistemy.html> (accessed 01.11.2019).
2. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafykyk navantazheniya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoy enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
3. Sinyugin V. Yu., Magruk V. I., Rodionov V. G. *Gidroakkumuliruyushchie elektrostantsii v sovremennoy elektroenergetike* [Pumped-storage power plants in modern power industry]. Moscow, ENAS Publ., 2008. 352 p.
4. Tikhomirova N. V. GAES na razvivayushchemsya energorynke: innovatsii i investitsii [PSP in the emerging energy market: innovation and investment]. *Gidrotekhnicheskoe stroitel'stvo*. 2005, no. 6, pp. 30–37.
5. Semenova A. V., Chirkov D. V., Lyutov A. E. Tselevye funktsionaly pri optimizatsii rabocheho kola povorotno-lopastnoy gidroturbiny [Target functionalities for the optimization of the runner of a Kaplan turbine]. *Nauchno-tekhnicheskije vedomosti SPbGPU*. 2014, no. 3 (202), pp. 97–106.
6. Trivedi C., Cervantes M., Gandhi B., Dahlhaug O. G. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points. *Journal of Fluid Engineering*. 2013, vol. 135, issue 11. doi: 10.1115/1.4024805
7. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode*. Lausanne, École polytechnique fédérale de Lausanne Publ., 2012. 168 p.
8. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov $N = 70\text{--}700$ m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700$ m]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
9. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
10. Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014, vol. 136, pp. 014501-1–014501-9.
11. Lipej A., Poloni C. Design of Kaplan runner using multiobjective genetic algorithm optimization. *Journal of Hydraulic Research*. 2000, vol. 38, no. 1, pp. 73–79.
12. Pilev L., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes. *Proc. of Hydro 2014 (13–15 October 2014, Cernobbio)*. Cernobbio, 2014. 8 p.
13. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
14. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
15. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Raschet i analiz balansa poter' energii v vysokonapornoy radial'no-osevoy gidravlicheskoj turbine [Calculation and analysis of the energy loss balance in a high-head Francis hydroturbine.]. *Skhidno-Yevropeys'kyj zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2005, no. 1/2 (13), pp. 95–106.
16. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Obshchie zakonomernosti rabocheho protsessa i ikh primenenie dlya rascheta i analiza energeticheskikh kharakteristik gidroturbin [General regularities of the working process and their application for the calculation and analysis of the energy characteristics of hydroturbines]. *Skhidno-Yevropeys'kyj zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2006, no. 4/3 (22), pp. 54–64.
17. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S. K raschetu gidrodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoy obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisaniya ee rabocheho protsessa [To the calculation of the hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine in a turbine mode of operation based on a mathematical description of its operation]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3, pp. 125–129.
18. Drankovskiy V. E., Khavrenko M. Yu. Opredelenie raschetnykh parametrov vysokonapornyykh obratimyykh gidromashin [Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 81–84.
19. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
20. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. *2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*. Lviv, 2019, pp. 460–463.
21. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Modelirovanie kinemacheskikh kharakteristik potoka v radial'no-osevoy gidroturbine pri proektirovanii ee protochnoy chasti [Modeling of the kinematic characteristics of the flow in a Francis hydraulic turbine during designing its water passage]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 124–131.

Надійшло (received) 11.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Резва Ксенія Сергіївна (Rezvaia Kseniya Sergeevna, Rezvaya Kseniya) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com

Тиньянова Ірина Іванівна (Tyn'yanova Irina Ivanovna, Tynyanova Irina) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irina@ukr.net

Косоруков Олександр Володимирович (Kosorukov Aleksandr Vladimirovich, Kosorukov Aleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2854-2667>; e-mail: kosorukov@gmail.com