

І. І. ТИНЬЯНОВА, К. С. РЄЗВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ

ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИН НА ОСНОВІ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Питання дослідження та модернізації проточних частин оборотних гідравлічних машин зараз дуже актуальні. При розробці проточних частин оборотних гідромашин широко використовуються математичні моделі опису робочого процесу, які ґрунтуються на різних ступенях його деталізації. В даній роботі розглядається опис робочого процесу на макро- та мікрорівнях, що дає можливість вирішувати комплекс задач в залежності від поставлених цілей. Одним із методів є метод з використанням безрозмірних усереднених параметрів. В роботі отримані рівняння моделі (макрорівень) робочого процесу, які можуть бути використані як для аналізу кінематичних і енергетичних характеристик оборотної гідромашини при фіксованій геометрії проточної частини, так і для чисельного моделювання впливу геометричних параметрів на ці характеристики. Стаття містить залежності витрати, ККД, потужності від геометричних і режимних параметрів, що дозволяють вже на початковій стадії проектування оцінити енергетичні якості оборотної гідромашини. Наведено формулу для визначення кута потоку за напрямним апаратом. Наведено розрахунки енергетичних характеристик для проточних частин оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500. Побудовані поверхні гідравлічного ККД для ОРО200 і ОРО500, визначені теоретичні і енергетичні параметри. Для більш досконалого дослідження оборотної гідромашини було проведено чисельне дослідження на мікрорівні за допомогою програми CFD, що дозволило отримати розподіл тисків та швидкостей в проточній частині в турбінному режимі при оптимальних значеннях витрати та обертів. Розглядаються питання дослідження балансу енергії. Аналіз результатів досліджень показав, що гідравлічні втрати займають значну долю від загальних, тому в ході роботи були визначені гідравлічні втрати в елементах проточної частини насос-турбіни на основі методу усереднених безрозмірних параметрів та методу просторової течії. Порівняльний аналіз отриманих результатів за різними моделями з результатами фізичного експерименту показав задовільну збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраних методів для дослідження оборотних гідромашин.

Ключові слова: оборотна гідромашина, енергетичні характеристики, кінематичні характеристики, втрати енергії, математична модель, режимні параметри, оптимальний режим.

И. И. ТИНЬЯНОВА, К. С. РЕЗВАЯ, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Вопросы исследования и модернизации проточных частей обратимых гидравлических машин сейчас очень актуальны. При разработке проточных частей обратимых гидромашин широко используются математические модели описания рабочего процесса, основанные на разных степенях детализации. В данной работе рассматривается описание рабочего процесса на макро- и микроуровне, что позволяет решать комплекс задач в зависимости от поставленных целей. Один из методов основан на применении безразмерных усредненных параметров. В работе получены уравнения рабочего процесса (макроуровень), которые могут быть использованы как для анализа кинематических и энергетических характеристик обратной гидромашини при фиксированной геометрии проточной части, так и для численного моделирования влияния геометрических параметров на эти характеристики. Приведены расчеты энергетических характеристик для проточных частей обратимых гидромашин ОРО200, ОРО500. Были построены поверхности гидравлического КПД для ОРО200 и ОРО500, определены теоретические и энергетические параметры, построена прогнозная характеристика. Для более совершенного исследования обратной гидромашини было проведено численное исследование на микроуровне с помощью CFD, что позволило получить распределение давлений и скоростей в проточной части в турбинном режиме при оптимальных значениях расхода и оборотов. Рассматриваются вопросы исследования баланса энергии. Анализ результатов исследований показал, что гидравлические потери занимают значительную долю от общих, поэтому в ходе работы были определены гидравлические потери в элементах проточной части насос-турбины на основе метода усредненных безразмерных параметров и метода пространственного течения. Сравнительный анализ полученных результатов с различными моделями результатам физического эксперимента показал удовлетворительную сходимость, что свидетельствует о целесообразности применения выбранных методов для исследования обратимых гидромашин.

Ключевые слова: обратимая гидромашини, энергетические характеристики, кинематические характеристики, потери энергии, математическая модель, режимные параметры, оптимальный режим.

I. TYNANOVA, K. REZVAYA, V. DRANKOVSKIY

DETERMINATION OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINES BASED ON MATHEMATICAL MODELING METHODS

The issues of research and modernization of water passages of reversible hydraulic machines are now very relevant. During development of the water passages of reversible hydraulic machines, mathematical models for describing the working process are widely used. These models are based on different degrees of detail. The description of the working process at the macro and micro levels are considered in this paper. It allows to solve a set of tasks depending on the purposes. One of the methods is based on the use of dimensionless averaged parameters. In this work, the equations of the working process (macro level) are obtained. Such equations can be used to analyze the kinematic and energy characteristics of a reversible hydraulic machine with a fixed geometry of the water passage, and for numerical modeling of the influence of geometric parameters on these characteristics. The article contains the dependences of flow rate, efficiency, power on the geometric and mode parameters, which allow to assess the energy quality of the reversible hydraulic machine even at the initial stage of design. The formula for determining the flow angle of the wicket gate is given. Calculations of energy characteristics for water passages of reversible hydraulic machines ORO200, ORO500 are given. Hydraulic efficiency surfaces for ORO200 and ORO500 are constructed, theoretical and power parameters are defined. For a better study of the reversible hydraulic machine, a numerical micro-level study was performed using the CFD program. This software product allowed to obtain the distribution of pressures and velocities in the water passage in the turbine operation mode at optimal values of flow rate and rotation speed. The issues of energy balance research are considered. The analysis of research results showed that hydraulic losses occupy a significant share of the total. So during research the hydraulic losses in the elements of the water passage of the pump-turbine were determined based on the method of averaged dimensionless parameters and the method of spatial flow

(numerical research method). Comparative analysis of the results obtained by different models with the results of the physical experiment showed satisfactory convergence, which indicates the appropriateness of using the selected methods for the study of reversible hydraulic machines.

Keywords: reversible hydraulic machine, energy characteristics, kinematic characteristics, energy losses, mathematical model, mode parameters, optimal mode.

Вступ. Відновлювана енергетика активно розвивається, очікується, що попит на ці послуги гідроенергетики буде тільки зростати. Розширення мережі ГАЕС в Україні, сприятиме виконанню вимог в частині контролю частоти і потужності для інтеграції вітчизняної енергосистеми в європейську мережу операторів систем передачі електроенергії (ENTSO-E). Завдяки потужностям ГАЕС будуть зменшуватися «провали» навантаження в нічні години, розвантажуватися АЕС і ТЕС; буде створюватися мобільний аварійний резерв генеруючої потужності, а також резерв регулювання для підключення генерації за «зеленим» тарифом [1–5].

З проведеного аналізу робіт з дослідження робочого процесу оборотних гідромашин випливає, що в даний час питання щодо створення проточних частин оборотних гідромашин є досить актуальне. Для ГАЕС визначальним при виборі параметрів є насосний режим, оскільки оборотна гідромашина повинна забезпечувати необхідний напір і необхідні характеристики кавітації в насосному режимі роботи за умови досягнення в турбінному режимі при розрахунковому напорі необхідної встановленої потужності з максимальним ККД. Різниця оптимального режиму з розрахунковим вимагає ретельного дослідження проточної частини оборотної гідромашини при турбінному режимі з метою обґрунтованого визначення розрахункової потужності, резервів підвищення гідравлічного ККД і зменшення інтенсивності гідродинамічної нестационарності.

Сучасний підхід до розробки проточної частини передбачає проведення великих чисельних досліджень, спрямованих на виявлення впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники [6–10]. Основою для проведення такого чисельного аналізу є математичні моделі робочого процесу. Поряд з розвитком методів моделювання робочого процесу, що використовують результати вирішення завдання тривимірного в'язкого потоку [11–21], знаходять широке застосування методи розрахунку енергетичних характеристик, що базуються на спрощених моделях течії.

Одною з математичних моделей, яка застосовується на початкових стадіях, є модель, заснована на безрозмірних усереднених параметрах – макрорівень [6–10]. У даній роботі розглядається метод, заснований на використанні безрозмірних усереднених параметрів для розрахункового дослідження характеристик оборотної гідромашини на напір 200 м та 500 м з отриманням параметрів просторового потоку в проточній частині – мікрорівень.

Основна частина. Наведемо основні рівняння математичної моделі робочого процесу, що використовуються в подальшому при розрахунку і аналізі енергетичних характеристик. Наведені параметри Q'_i , n'_i і гідравлічний ККД гідротурбіни η_{Γ}

виражаються в залежності від коефіцієнта теоретичного напору K_{HT} і коефіцієнта втрат k_h [6, 7]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{K_{HT}}{g} Q_i'^2 \quad (1)$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + k_h}} \quad (2)$$

$$N_i' = \gamma \frac{K_{HT}}{K_{HT} + k_h} \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + k_h}} \quad (3)$$

В цих залежностях:

$$K_{HT} = \frac{gH_{\Gamma}D^4}{Q^2}, \quad k_h = \frac{gh_{\Gamma}D^4}{Q^2}, \quad (4)$$

де K_{HT} – коефіцієнт теоретичного напору; k_h – коефіцієнт втрат проточної частини; H_{Γ} – теоретичний напір; h_{Γ} – гідравлічні втрати в проточній частині; Q'_i – наведена витрата через гідромашину; N'_i – наведена потужність оборотної гідромашини.

Структура функціональних залежностей коефіцієнта теоретичного напору і коефіцієнта втрат від геометричних і режимних параметрів встановлюється за допомогою теорії розмірності і має вигляд [6]:

$$K_{HT} \left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right) \text{ і } k_h \left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right).$$

де $\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}$, $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ – кінематичні комплекси, що характеризують напрямок потоку перед і за напрямним апаратом;

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi n'_i}{30 Q_i} \text{ – узагальнений режимний}$$

параметр;

L' – символічні позначення набору безрозмірних геометричних параметрів проточної частини.

Для отримання розгорнутих залежностей K_{HT} і k_h використовується опис потоку за допомогою кінематичних комплексів $\bar{\Gamma}_i D / Q$ які узагальнено характеризують потік у безлопатевої ділянках проточної частини (перетинах перед і за напрямним апаратом, вхідна і вихідна кромки робочого колеса, а також вхідний перетин відсмоктуючої труби). Зауважимо, що комплекс $\bar{\Gamma}_{cn} D / Q$ не залежить від режиму роботи, комплекс $\bar{\Gamma}_0 D / Q$ залежить від відкриття напрямного апарату $\bar{\Gamma}_0 D / Q = f(a_0)$.

Для опису потоку в околиці вхідної і вихідної кромок робочого колеса вводяться кінематичні комплекси потоку у відносному русі $\frac{\bar{\Gamma}_{1w}D}{Q}$ і $\frac{\bar{\Gamma}_{2w}D}{Q}$.

Усереднена циркуляція потоку у відносному русі визначається формулами:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1w}D}{Q} = \frac{1}{Q} \int_Q 2\pi r_1 W_{1w} dQ, \quad (5)$$

$$\frac{\bar{\Gamma}_{2w}D}{Q} = \frac{1}{Q} \int_Q 2\pi r_2 W_{2w} dQ, \quad (6)$$

де $W_{1w} = C_{1w} - U$, $W_{2w} = C_{2w} - U$;

$W_{1,2w}$ і $C_{1,2w}$ – окружні складові швидкості в даній точці потоку відповідно у відносному і абсолютному рухах.

Кінематичні комплекси в абсолютному $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2}D}{Q}$ і

у відносному $\frac{\bar{\Gamma}_{w1,2}D}{Q}$ рухах в даному перетині пов'язані залежностями:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1,2}D}{Q} = \frac{\pi}{2} k_{r1,2}^2 K_Q - \frac{\bar{\Gamma}_{w1,2}D}{Q}, \quad (7)$$

$$k_{r1,2} = \sqrt{\int \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ}. \quad (8)$$

Зв'язок комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ і $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ перед і за

робочим колесом встановлюється за допомогою рівняння кінематичного зв'язку для просторової решітки:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q, \quad (9)$$

де k – коефіцієнт прозорості решітки;

$\mu = \frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_{02}}{S_2}$ – параметр, що характеризує

напрямок потоку у відносному русі, при якому гідравлічний момент на решітці дорівнює нулю;

$\Lambda = \frac{r_a}{R}$ – безрозмірний активний радіус решітки.

Величини кінематичних комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ і

$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ практично не змінюються уздовж потоку в межах безлопатевих ділянок проточної частини. Відповідно до цього на ділянках проточної частини

між перетинами 0–0 і 1–1, 2–2 і 3–3 мають місце рівності [6, 7]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} \quad \text{і} \quad \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q}. \quad (10)$$

Усереднені кути абсолютного і відносного потоку в даному перетині пов'язані з кінематичними комплексами:

$$\frac{\Gamma_{1,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad \frac{\Gamma_{1,2w} D}{Q} = \frac{\text{ctg} \beta_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad (11)$$

де $S_{1,2}$ – параметри, що характеризують висоту проточної частини в околиці вхідної і вихідної кромок;

$\alpha_{1,2}$ – усереднені кути потоку в абсолютному русі відповідно на вході і виході з решітки;

$\beta_{1,2}$ – усереднені кути потоку відповідно на вході і виході з робочого колеса у відносному русі.

Кути потоку в абсолютному і відносному русі знаходяться з формул (5, 6, 7):

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg} \tilde{\alpha}_1}{S_1} - (1-k) S_2 \mu + (1-k) \frac{\pi}{2} S_2 \Lambda^2 K_Q, \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{ctg} \tilde{\beta}_2 = & k \frac{S_2 \text{ctg} \tilde{\beta}_1}{S_1} - (1-k) S_2 \mu + \\ & + (1-k) \frac{\pi}{2} S_2 \left[\Lambda^2 - \frac{\left(\frac{r_{2r}}{R} \right)^2 - \left(\frac{r_{1r}}{R} \right)^2}{1-k} \right] K_Q. \end{aligned} \quad (13)$$

Коефіцієнт теоретичного напору K_{HT} і k_h коефіцієнт втрат виражається в залежності від кінематичних параметрів:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_\kappa} \right) \frac{\omega D^3}{Q_\kappa}; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} k_h = & k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \\ & + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q - \mu \right)^2, \end{aligned} \quad (15)$$

де k_m – мінімальне значення коефіцієнта втрат в проточній частині;

$\mu_m = \frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_{0y}}{S_1}$ – кінематичний комплекс, при якому

коефіцієнт втрат у робочому комплексі приймає мінімальне значення.

Параметри a , b і c в (15) не залежать від режиму роботи і визначаються за допомогою досвідчених даних, наближено можна вважати [6–9]:

$$a = \frac{k_{HA}}{2\pi^2 k_{r1HA}^2}; b = \frac{k_1}{2\pi^2 k_{r1}^2}; c = \frac{k_2}{2\pi^2 k_{r2}^2},$$

$$\text{де } k_{r1HA} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1HA}}{R_{HA}} \right)^2 dQ; k_{r1,2} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ.$$

Спрощена модель втрат (15) описує поведінку коефіцієнта втрат проточної частини в діапазоні режимних параметрів, що охоплює область максимального гідравлічного ККД. У зазначеному діапазоні можна припускати незалежність параметрів a , b і c , що враховують втрати в робочих органах, від режимних параметрів.

Використовуючи (14), за допомогою (1) і (3), знаходимо формули гідравлічного ККД і гідравлічної потужності в залежності від наведених параметрів n'_i і Q'_i :

$$\eta_{\Gamma} = \frac{(1-k) \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi^2 \Lambda^2 n'_i}{60 Q'_i} \right)}{60g} Q_i^{2'}. \quad (16)$$

$$N'_{\Gamma} = \frac{\rho(1-k)}{60} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi^2 \Lambda^2 n'_i}{60 Q'_i} \right) n'_i Q_i^{2'}. \quad (17)$$

Підставляючи в (2) розгорнуті вирази K_{HT} і k_h відповідно до (14) і (15), наведемо рівняння, що зв'язує кінематичний комплекс $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ з наведеними величинами n'_i і Q'_i :

$$A \cdot Q_i^{2'} + B \cdot n'_i \cdot Q'_i + C \cdot n_i^{2'} + D = 0. \quad (18)$$

де

$$A = k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 - 2a \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \pi b k_{r1} \mu_m + b \mu_m^2 + 2b \mu_m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b + c + \mu^2;$$

$$B = \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{60 Q} - \frac{\Lambda^2}{120} + \frac{\mu}{60} - \frac{\pi^2 b k_{r1} \bar{\Gamma}_0 D}{30 Q} - \frac{\pi^2 c \Lambda^2 \mu}{30};$$

$$C \equiv \left(\frac{\pi^4 b k_{r1}^2}{4 \cdot 30^2} + \frac{\pi^2 c \Lambda^2 \mu}{4 \cdot 30^2} \right) g;$$

$$D = -g.$$

Залежності (16), (17) і (18) є основою для розрахунку і аналізу енергетичних характеристик оборотної гідромашини.

При фіксованих значеннях наведених параметрів n'_i і Q'_i параметр $\bar{\Gamma}_0 D / Q$, що характеризує відкриття напрямного апарату, знаходиться з рівняння,

одержуваного з (18):

$$F_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + F_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) + F_0 = 0. \quad (19)$$

де

$$F_0(n, Q) = Q^2 k_m - 2Q^2 a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} \right) - Q^2 \pi b k_{r1} \mu_m + Q^2 b \mu_m^2 + Q^2 b + Q^2 c + Q^2 \mu - \frac{1}{120} n Q \Lambda^2 + \frac{1}{60} n Q \mu - \frac{1}{30} n Q \pi^2 c \Lambda^2 \mu + \frac{1}{3600} g n^2 \pi^4 b k_{r1}^2 + \frac{1}{3600} g n^2 \pi^4 \Lambda^4 c - g;$$

$$F_1(n, Q) = 2Q^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n Q + \frac{1}{30} n Q \pi^2 b k_{r1};$$

$$F_2(n, Q) = Q^2 a.$$

З (19) витікає вираз для визначення усередненого кута потоку за напрямним апаратом:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{-F_1 \pm \sqrt{F_1^2 - 4F_0 F_2}}{2F_2}. \quad (20)$$

Підстановка $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ в (16) і (17) дає відповідно величини η_{Γ} і N'_{Γ} для заданих значень n'_i і Q'_i .

Вважаючи в (18) $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \text{const}$ ($a_0 = \text{const}$),

знаходимо рівняння лінії рівного відкриття $a_0 = \text{const}$ в поле універсальної характеристики $n'_i - Q'_i$. Для знаходження витрати при фіксованих значеннях $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ і n'_i перетворимо (18) до вигляду:

$$A_1 Q_i^{2'} + B_1 Q'_i + C_1 = 0,$$

де $B_1 = B n'_i$, $C_1 = C n_i^{2'} + D = 0$.

Вирішуючи квадратне рівняння, щодо Q'_i знаходимо формулу витрати через оборотну гідромашину:

$$Q_i = \frac{-B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4A_1 C_1}}{2A_1}. \quad (21)$$

Розрахунок енергетичних характеристик проводиться в діапазоні зміни режимних параметрів n'_i і Q'_i , що охоплюють область оптимального режиму. Для визначення розрахункового діапазону параметрів $n'_i - Q'_i$ слід спочатку визначити параметри оптимально режиму n'_i і Q'_i [7]. Інтервали зміни призначаються в

залежності від знайдених параметрів оптимального режиму $n'_{\text{опт}}$ і $Q'_{\text{опт}}$ (наприклад: $0,8 \leq \frac{Q'_I}{Q'_{\text{опт}}} \leq 1,2$ і $0,8 \leq \frac{n'_I}{n'_{\text{опт}}} \leq 1,2$).

Наведені рівняння математичної моделі робочого процесу (макрорівень) можуть бути використані як для аналізу кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни при фіксованій геометрії проточної частини, так і для чисельного моделювання впливу геометричних параметрів на ці характеристики.

Формули (17) і (21) дозволяють проаналізувати вплив на величину витрат, потужності і ККД змін при внесенні до геометрії проточної частини. Формула (21) виражає залежність витрати від геометричних параметрів проточної частини в явному вигляді, що суттєво розширює діапазон дослідження по виявленню впливу геометричних параметрів на характеристики оборотної гідромашини.

За допомогою співвідношень, наведених вище, виконані розрахунки енергетичних характеристик оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500 (базовий та модифікований варіанти проточних частин). Отримані дані дозволяють судити і про кінематичні параметри, і про енергобалансові характеристики оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи. Результати розрахунків зведені в табл. 1 [16, 18–19].

Таблиця 1 – Параметри оптимального режиму

Тип проточної частини	ОРО200	ОРО500 базовий варіант	ОРО500 модифікований варіант
n'_I	91,8	79	78
Q'_I	0,313	0,151	0,150
η	94,1	88,3	90,3
$\text{ctg}\beta_1$	3,7	2,1	2,4
$\text{ctg}\beta_2$	2,9	2,5	2,4
$\text{ctg}\alpha_1$	3,1	3,5	3,3
$\text{ctg}\alpha_2$	0,7	0,23	0,3

В результаті проведення розрахунків параметрів оптимального режиму стає можливим побудувати поверхню ККД для поточної частини оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500 (рис. 1).

На рис. 2 наведені розрахункові енергетичні характеристики ОРО200, ОРО500 $\eta = f(Q'_I, n'_I)$, $\alpha_0 = f(Q'_I, n'_I)$ та лінія максимальної потужності $N_{\text{max}} = f(Q'_I, n'_I)$.

Для більш досконалого дослідження оборотної гідромашини було проведено чисельне дослідження на мікрорівні за допомогою програми CFD, що дозволило отримати розподіл тисків та швидкостей в проточної частині в турбінному режимі при оптимальних значеннях витрати та обертів. Одним із етапів чисельного дослідження просторового потоку в

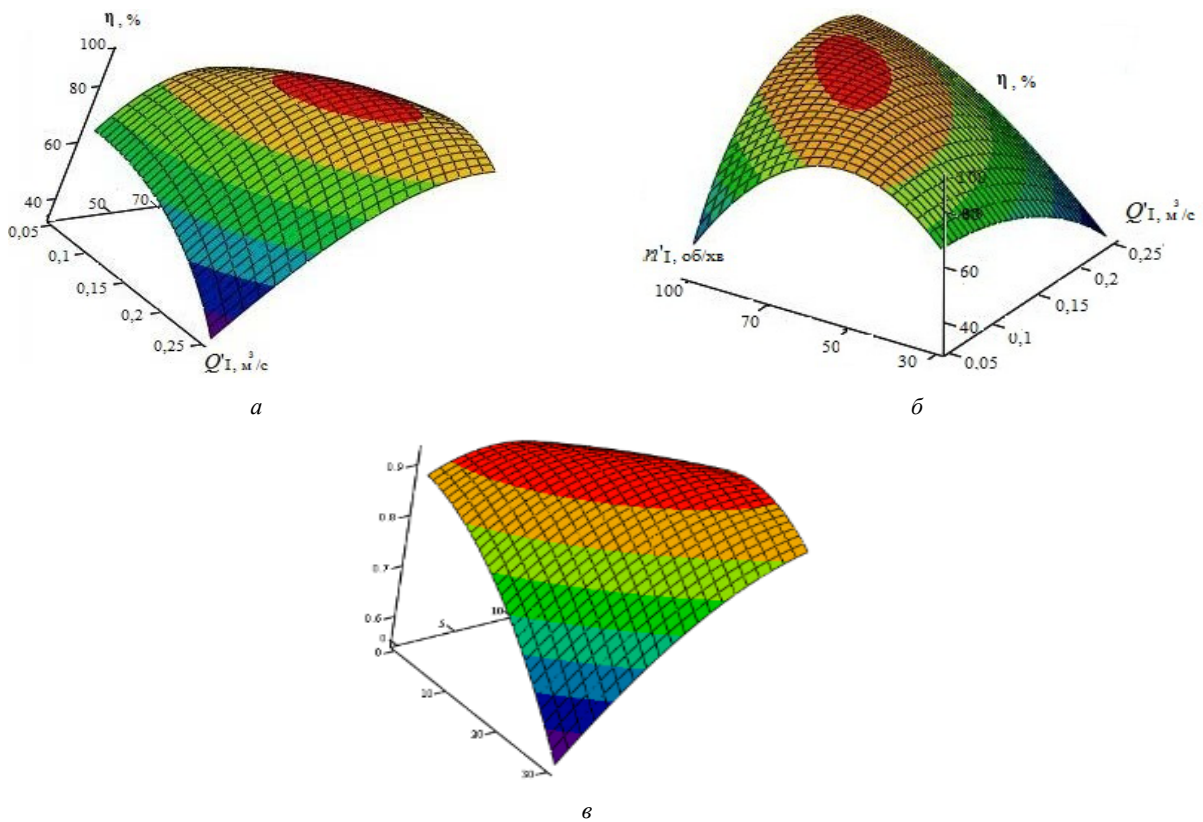
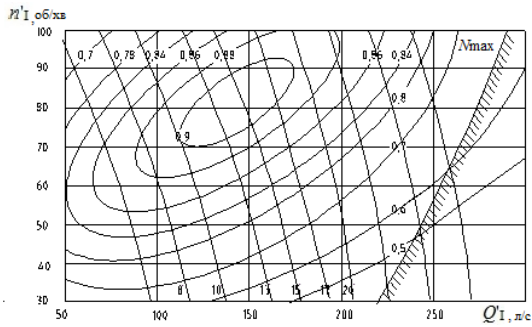
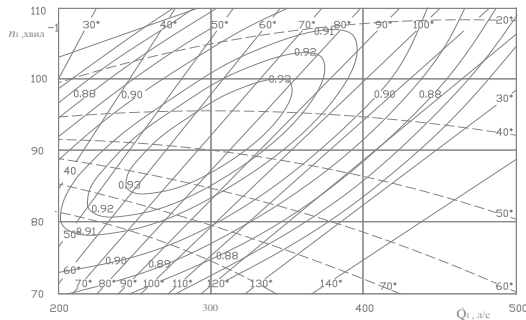


Рис. 1. Поверхня ККД оборотної гідромашини: а – базовий варіант ОРО500–В–100; б – модифікований варіант ОРО500–В–100; в – ОРО200



a



b

Рис. 2. Розрахункові характеристики: а – енергетичні OPO500; б – енергетичні та кінематичні характеристики OPO200

проточній частині є створення просторової моделі в програмі CAD (рис. 3).

Розрахункова сітка створена для кожного елемента проточної частини. Для статора, направляючого апарату і робочого колеса був застосований секторний підхід, що дозволило скоротити час проведення розрахунків (рис. 4). Загальна кількість комірок розрахункової сітки становить 8,5 млн (підвід – 6 млн, робоче колесо – 1 млн, відсмоктуюча труба – 1,5 млн). В областях кромки проведено згущення сітки. В якості моделі турбулентності обрана стандартна $k-\epsilon$ модель, середнє значення $y^+ = 35$ (що допустимо для обраної моделі турбулентності) [11–20].



Рис. 3. Просторова модель OPO500–B–100

В якості граничних умов були прийняті режимні параметри (n'_i, Q'_i) з універсальної характеристики.

Обрано три режими роботи на оптимальному відкритті лопаток направляючого апарату (рис. 5).

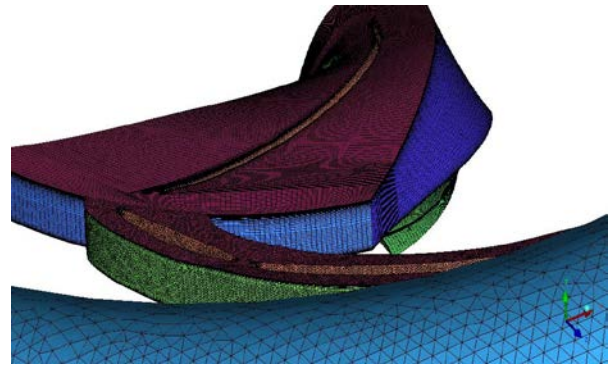


Рис. 4. Розрахункова сітка OPO500–B–100

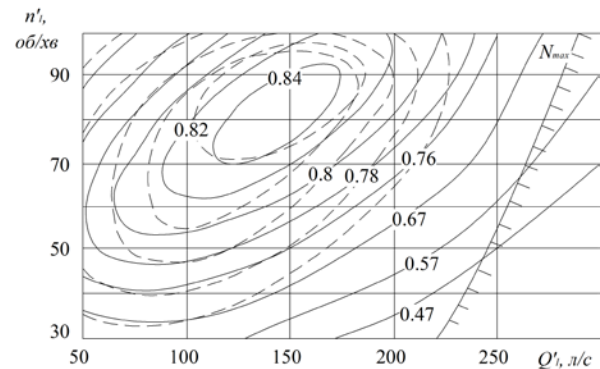


Рис. 5. Універсальна характеристика OPO500–B–100: суцільна лінія – розрахункові дані; пунктирна лінія – експериментальні дані

Чисельне дослідження OPO500–B–100 в турбінному режимі роботи були проведені в програмному комплексі CFD. Результати дослідження зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунків енергетичних показників OPO500–B–100

$n'_i, \text{хв}^{-1}$	$Q'_i, \text{м}^3/\text{с}$	$N, \text{кВт}$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	k^*_Q	$\eta, \%$ (3D)	$\eta, \%$ (експеримент)	$\eta, \%$ (розрахунок)
85	0,140	11,05	201,1	0,016	82,1	82,5	84,3
78	0,145	11,38	210,2	0,018	78,5	81,0	84,4
92	0,133	10,04	170,8	0,014	81,6	80,5	82,5

Для візуалізації течії рідини в елементах проточної частини (в оптимальному режимі роботи) були отримані поля розподілу швидкостей в підводі, робочому колесі і відсмоктуючій трубі (рис. 6–8).

Аналіз результатів, отриманих при проведенні чисельних розрахунків просторової течії в'язкої рідини в робочих колесах оборотної гідромашини в програмному комплексі CFD, наочно показує особливості течії і дозволяє визначити характер розподілу швидкості, тиску, кутів потоку, що створюють лопатеві системи, забезпечуючи їх обґрунтоване проектування.

Проектування високонапірних оборотних гідромашин з високими енергетичними показниками базується на дослідженні балансу енергії. Загальний

ККД гідромашини складається з гідравлічного, дискового та об'ємного.

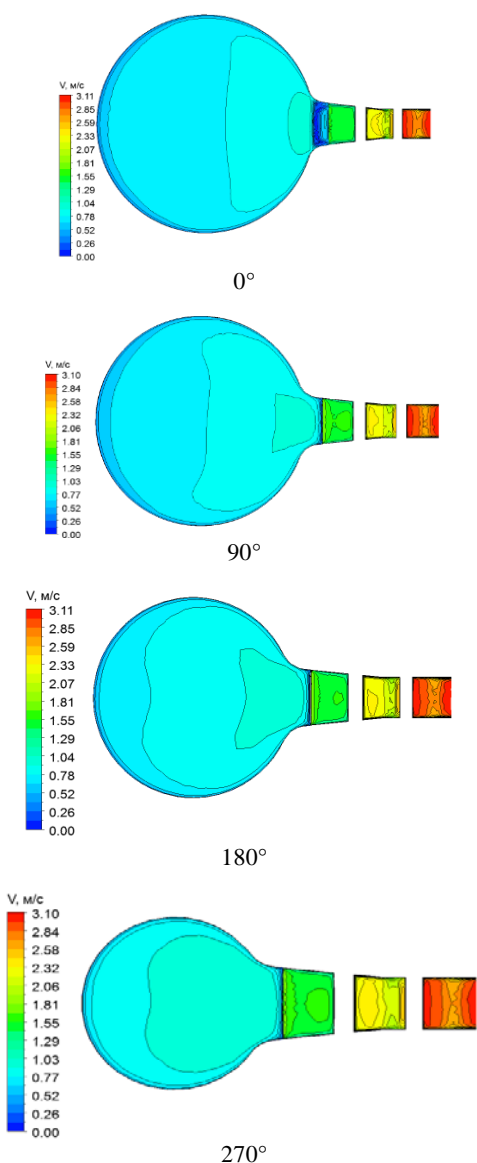


Рис. 6. Розподіл абсолютної швидкості у підводі в меридіональних перетинах СК

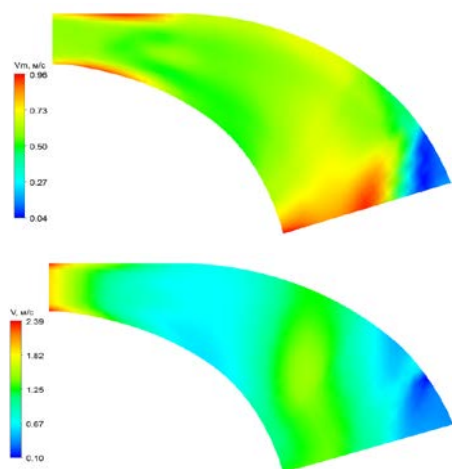


Рис. 7. Розподіл компонентів швидкості в меридіональному перетині лопаті робочого колеса (меридіональна і відносна)

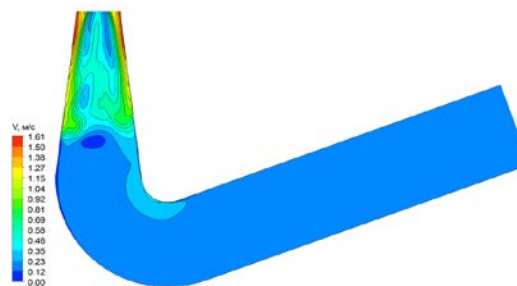


Рис. 8. Поля абсолютної швидкості у відсмоктуючій трубі

Аналіз існуючих результатів досліджень показав, що гідравлічні втрати займають значну долю від загальних, тому в ході роботи були визначені гідравлічні втрати в елементах проточної частини насос-турбіни ОРО500–В–100 на основі методу осереднених безрозмірних параметрів та методу просторової течії (рис. 9).

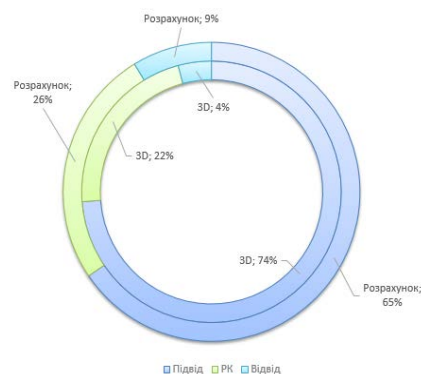


Рис. 9. Значення гідравлічних втрат в елементах проточної частини

В ході аналізу втрат в елементах проточної частини високонапірної оборотної гідромашини було визначено, що в елементах підводу (спіральній камері, статорі та направляючому апараті) значення втрат найбільші.

Порівняльний аналіз отриманих результатів за різними моделями з результатами фізичного експерименту показав задовільну збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраних методів для дослідження оборотних гідромашин.

Висновки. Застосування методів математичного моделювання для визначення гідродинамічних характеристик оборотної гідромашини з використанням безрозмірних параметрів дозволяє повніше розкрити закономірності робочого процесу гідромашини та оцінити вплив геометрії робочих органів на енергетичні характеристики.

Наведені залежності витрати, ККД, потужності від геометричних і режимних параметрів дозволяють вже на початковій стадії проектування оцінити енергетичні якості оборотної гідромашини. Наведено формулу для визначення кута потоку за напрямним апаратом. Уточнювати проведені розрахунки можливо завдяки програмам для чисельного дослідження просторової течії. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та від поставленої задачі.

Список літератури

1. Рябенко О. А., Ключа О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірвальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ, 2014. № 2. С. 167–170.
2. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков, 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
3. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
5. Суходоля О. М., Сидоренко А. А., Бегун С. В., Білуха А. А. *Сучасний стан, проблеми та перспективи розвитку гідроенергетики України*. Київ: НІСД, 2014. 112 с.
6. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
7. Колычев 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.
8. Колычев 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*. Харків. 2006. № 4/3 (22). С. 54–64.
9. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Миронов К. А., 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.
10. Мараховский М. Б., Гасюк А. И. Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины. Часть 2. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 49–53.
11. 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.
12. 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.
13. 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.
14. Сухоребрый П. Н., Коваль С. А., Неня В. Г., Кочевский А. Н. Определение структуры потока в спиральной камере радиально-осевой обратимой гидромашинны на основе численного моделирования течения жидкости. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 31–41.
15. 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.
16. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS)*. (2020, Istanbul). Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
17. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013. No. 1/8. P. 41–45.
18. 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". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
19. 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.
20. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
21. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.

References (transliterated)

1. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
2. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
3. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrichnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hydroenerhetyka Ukrayiny*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
5. Sukhodolya O. M., Sydorenko A. A., Byehun S. V., Bilukha A. A. *Suchasnyy stan, problemy ta perspektivy rozvytku hidroenerhetiky Ukrainy* [Current state, problems and prospects of hydropower development of Ukraine]. Kyiv, NISD, 2014. 112 p.
6. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
7. 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'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2005, no. 1/2 (13), pp. 95–106.
8. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Obschie 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'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2006, no. 4/3 (22), pp. 54–64.
9. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Modelirovanie kinemateskikh 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 universyetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 124–131.
10. Marakhovskiy M. B., Gasyuk A. I. Matematicheskaya model' gidrodinamicheskikh kharakteristik elementov protochnoy chasti radial'no-osevoy gidroturbiny. Chast' 2 [Mathematical model of hydrodynamic characteristics of the elements of the flow part of the radial-axial hydraulic turbine. Part 2]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and*

- hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 49–53.
11. 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.
 12. 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.
 13. 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.
 14. Sukhorebryy P. N., Koval' S. A., Nenyа V. G., Kochevskiy A. N. Opredelenie struktury potoka v spiral'noy kamere radial'no-osevoy obratimoy gidromashiny na osnove chislennogo modelirovaniya techeniya zhidkosti [Determination of the flow structure in a spiral chamber of a radially axial reversible hydraulic machine based on numerical simulation of fluid flow]. *Problemy mashinostroeniya*. 2010, vol. 13, no. 1, pp. 31–41.
 15. 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.
 16. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS)*. (2020, Istanbul). Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 17. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013, no. 1/8, pp. 41–45.
 18. 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
 19. 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.
 20. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
 21. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.

Надійшла (received) 24.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тиньянова Ірина Іванівна (Тынянова Ирина Ивановна, 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.irinai@ukr.net

Резва Ксенія Сергіївна (Резвая Ксения Сергеевна, Rezvaya Kseniya) – кандидат технічних наук, доцент, 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

Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor) – 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/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net