

**К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, Д. О. СОКОЛКОВ**

## **ПРОЄКТУВАННЯ ВИСОКОНАПІРНИХ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН**

Енергетичні характеристики гідротурбіни, відображаючи сумарний ефект взаємодії потоку з робочими органами, дозволяють судити про роботу машини в цілому. Інформацію про енергетичні якостях окремих елементів проточної частини дає енергетичний баланс. Залучаючи дані енергетичного балансу можливо виявити найбільш сприятливі умови спільної роботи елементів проточної частини, тобто домогтися їх погодження для підвищення рівня ККД – найважливішого енергетичного показника гідротурбіни. Для поліпшення енергетичних показників спроектованої гідротурбіни проводиться різноманітний аналіз, тобто досліджується залежність кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни від її геометричних параметрів. Такий аналіз здійснюється для пошуку найбільш раціональних варіантів проточної частини. В роботі представлено проєктування проточної частини високонапірної радіально-осьової гідротурбіни РО400, виконаного за допомогою програм розроблених на кафедрі «Гідрравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури». Викладено методіку аналізу енергетичних характеристик, засновану на застосуванні безрозмірних параметрів. Для поліпшення енергетичних показників на попередньому етапі проєктування гідротурбіни проводяться багатоваріантні розрахунки впливу геометричних показників робочого колеса на формування енергетичних показників гідротурбіни. Для обґрунтування та аналізу результатів будується прогнозна універсальна характеристика гідротурбіни. Для аналізу формування енергетичних характеристик гідротурбін використовували загальні кінематичні властивості просторових решіток, а також загальні закономірності взаємодії потоку рідини з робочим колесом. Виконано аналіз втрат енергії в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни: спіральній камері, напрямному апарату, робочому колесі і відсмоктуючій трубі на оптимальному режимі роботи гідротурбіни, а також аналіз впливу геометричних елементів робочого колеса на зміни втрат енергії в проточній частині. Наведені результати розрахункового дослідження підтверджують, що для збільшення рівня ККД, при збереженні показників оптимального режиму, необхідно змінювати як місце положення вихідної кромки робочого колеса, так і закон розподілу кутів вздовж неї.

**Ключові слова:** гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, гідродинамічні параметри, універсальна характеристика, ККД.

**К. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, D. SOKOLKOV**

## **DESIGN OF HIGH HEAD RUNNERS OF FRANCIS TURBINES**

The energy characteristics of the hydroturbine, reflecting the total effect of the interaction of the flow with the working bodies, allow us to judge the operation of the machine as a whole. Information about the energy qualities of individual elements of the flow space is provided by the energy balance. Using the data of the energy balance, it is possible to identify the most favorable conditions for the joint operation of the elements of the flow space, that is, to achieve their agreement to increase the level of efficiency – the most important energy indicator of the hydroturbine. In order to improve the energy performance of the designed hydroturbine, various analyzes are conducted, that is, the dependence of the kinematic and energy characteristics of the hydroturbine on its geometric parameters is investigated. Such an analysis is carried out to find the most rational options for the flow space. The paper presents the design of the flow space of the high head hydroturbine FR400, performed with the help of programs developed at the department "Hydraulic machines named after G. F. Proskura". The method of energy characteristics analysis, based on the application of dimensionless parameters, is described. To improve the energy indicators at the preliminary stage of the hydro turbine design, multivariate calculations of the influence of the geometric indicators of the runner on the formation of the energy indicators of the hydroturbine are carried out. To substantiate and analyze the results, a predictive universal characteristic of the hydroturbine is built. To analyze the formation of energy characteristics of hydroturbines, the general kinematic properties of spatial lattices, as well as the general regularities of the interaction of the fluid flow with the runner, were used. The analysis of energy losses in the flow space of the high head turbine Francis: the spiral case, the guide vane, the runner and the draft tube at the optimal operating mode of the hydroturbine, as well as the analysis of the effect of the geometric elements of the runner on the changes in energy losses in the flow space, was performed. The given results of the calculation study confirm that in order to increase the level of efficiency, while maintaining the indicators of the optimal mode, it is necessary to change both the position of the starting edge of the impeller and the law of the distribution of angles along it.

**Keywords:** hydroturbine, flow space, runner, hydrodynamic parameters, universal characteristics, efficiency.

**Вступ.** Метою дослідження робочих коліс розрахунковими методами є скорочення економічних витрат на попередній відбір найбільш високоефективної лопатевої системи для проточної частини (ПЧ), що проєктується.

Нові можливості з удосконалення гідрравлічних систем гідротурбін (ГТ) відкрилися завдяки застосування сучасних гідродинамічних методів розрахунку робочого процесу лопатевих гідромашин, які застосовуються у пакетах прикладних програм провідних фірм, найбільш відомі з них: CFX, STAR-CD, Fluent, Numeca, FlowER та ін. [1–8].

Основними факторами, що впливають на показники робочого колеса (РК), є характер потоку, який формується лопатевою системою на виході з РК, а також розподіл швидкостей і тисків на лопаті. Ці фактори визначають рівень втрат енергії в РК і його кавітаційно-ерозійні показники.

Щоб на стадії проєктування можливо було забезпечити обґрунтований облік зазначених факторів, раціональна методика профілювання РК повинна забезпечувати відповідність геометрії проєктованої лопатевої системи характеру меридіонального потоку; отримання заданих параметрів потоку на виході з колеса, зокрема розподіл моменту швидкості; можливість відпрацювання форми лопаті зі сприятливим, з точки зору енергетичних і кавітаційних показників, характером розподілу швидкостей і тисків. Найбільш повно ці вимоги задовольняються при спільному застосуванні для профілювання лопатевих систем обернених задач віссесиметричної течії і методів розрахунку обтікання решіток профілів. Запропонована методика ґрунтується саме на такому підході і містить тільки одне обмеження – меридіональний потік приймається потенційним, але

таке припущення є традиційним для радіально-осьових (РО) ГТ [9; 10].

Внесення змін у геометрію ПЧ – один з основних методів удосконалення енергетичних характеристик ГТ. Це пов'язане з тим, що в цей час відсутнє досить точне рішення завдання профілювання лопатевої системи (зворотного завдання теорії решіток).

Дійсний потік у проточному тракті гідромашини є в'язким, тривимірним, несталим, взаємодіючим з рухливими й нерухомими елементами ПЧ. Зараз ще немає строгого аналітичного опису даного потоку, тому приймають деякі допущення. Звичайно розглядають нев'язкий, нестисливий, сталий потік. Самі моделі плинну в лопатевої системі й областях, що примикають до них, перетерплювали великі зміни. Найпростіші моделі, засновані на застосуванні методів одномірної струминної теорії, дозволяють лише приблизно забезпечити необхідні параметри гідромашини, і проводити спрямоване відпрацювання лопатевої системи. Після одномірних, ідуть двовимірні, основними з яких, є завдання віссесиметричного плинну рідини й завдання обтікання решіток. Для рішення цих завдань використовуються загальні рівняння руху ідеальної рідини. Основне достоїнство методів теорії решіток є те, що вони дозволяють знайти розподіл швидкостей на профілі в решітках. Але це не забезпечує узгодження фактичного потоку з характером меридіонального потоку, прийнятим при профілюванні робочого колеса, що є загальним недоліком двовимірних моделей плинну рідини. Вичерпна інформація може бути отримана на основі тривимірної моделі в'язкої рідини, що являє собою систему рівнянь у частинних похідних Нав'є-Стокса. Рішення завдань в такій постановці має досить обмежене коло, тому методи розрахунку просторового турбулентного потоку постійно вдосконалюються [6–8; 10; 11].

До практичного застосування доведені методи рішення тривимірних моделей нев'язкої рідини в ПЧ гідромашин. Рішення завдань про розрахунок просторового потоку розвивається у двох напрямках: розрахунок потенційного плинну та розрахунок вихрового плинну.

**Математична модель робочого процесу.** Досвід проектування ПЧ показує, що часто має місце суттєве розходження розрахункових і фактичних оптимальних параметрів. Це обумовлено як неможливістю обліку ряду факторів у рамках використання методів проектування, так і недосконалістю самих методів.

Для уникнення цього застосовується чисельний експеримент. Шляхом внесення змін до геометрії ПЧ і подальшого проведення різноманітних розрахунків встановлено можливість поліпшення енергетичних показників. В основі методики розрахунку кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни лежить математичний опис робочого процесу, який є основою для проведення чисельного експерименту впливу геометричних параметрів ПЧ на енергетичні характеристики ГТ.

Для складання математичної моделі використовується основне рівняння ГТ і рівняння

балансу енергій [9; 12]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_T}{H} = \frac{(\Gamma_1 - \Gamma_2) \cdot \bar{\omega}}{2 \cdot \pi \cdot g \cdot H};$$

$$H = H_T + h.$$

Після доведення цих рівнянь до безрозмірної форми відповідно отримуємо:

$$\eta = \frac{K_{HT} \cdot Q_1^2}{g} = \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h};$$

$$Q_1' = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} \cdot \left( \frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L'_{PK} \right) + K_h \cdot \left( \frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L' \right)},}$$

де  $\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q} = \frac{ctg \alpha_0}{b_0} = f(\alpha_0)$  – функція відкриття прямого апарату (НА);

$$K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_1'}{Q_1'} - \text{коефіцієнт витрат};$$

$K_h$  – коефіцієнт витрат у гідротурбіні.

При відомому конкретному значенню функціональних залежностей рівняння використовуються для розрахунку універсальної характеристики гідротурбіни [9; 13].

Запишемо функціональну модель робочого процесу:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2 \cdot \pi} \left( \frac{ctg \alpha_0}{s_0} + \mu - \frac{\pi}{2} \cdot \lambda^2 \cdot K_Q \right) \cdot K_Q,$$

де  $k$  – коефіцієнт прозорості решітки;

$\lambda$  – приведений активний радіус решітки.

Коефіцієнт витрат у підвідній частині залежить від наступних параметрів:

$$K_{h \text{ п}} = K_{h \text{ ск}} + K_{h \text{ ст}} + K_{h \text{ на}} \cdot \left( \frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}; \frac{\Gamma_{\text{ск}} \cdot D}{Q} \right),$$

де  $K_{h \text{ ск}}$  – коефіцієнт витрат у спіральній камері;

$K_{h \text{ ст}}$  – коефіцієнт витрат у статорі;

$K_{h \text{ на}}$  – коефіцієнт витрат у НА.

**Методика розрахунку енергетичних характеристик радіально-осьової гідротурбіни.**

Подальше поліпшення енергетичних показників спроектованих ГТ висуває завдання вдосконалення методу розрахунку та аналізу їх робочого процесу.

При проектуванні ГТ, часто з міркувань експлуатації, висуваються вимоги до виду кривих ККД при відході від оптимального режиму:  $\eta = f(Q_1')$  при  $n_1' = \text{const}$  і  $\eta = f(n_1')$  при  $Q_1' = \text{const}$ . В основі формування цих характеристик лежить баланс витрат [13].

У високонапірних РО ГТ частка витрат енергії в підводі в загальному балансі істотно зростає в порівнянні з низько і середньонапірними ГТ. Тому одним з резервів поліпшення енергетичних характеристик РО ГТ є узгодження роботи елементів підвідної частини з РК.

Рішення цього питання повинно базуватися на аналізі енергетичного балансу, який дозволяє судити про втрати енергії в різних елементах ПЧ в діапазоні основних експлуатаційних режимів.

Найбільш досконалий метод розрахунку енергетичного балансу ґрунтується на застосуванні загальних рівнянь руху в'язкої нестисливої рідини. Розрахунок параметрів потоку в характерних перетинах ПЧ, виконаний за допомогою тривимірних методів, дозволяє визначити втрати енергії в робочих органах і скласти баланс втрат у ГТ.

Аналіз енергетичного балансу дозволяє з'ясувати умови формування оптимального режиму і основні тенденції зміни ККД в полі універсальної характеристики [13].

Істотною відмінністю пропонованої методики є використання рівнянь енергетичного балансу в безрозмірній формі. Остання обставина дає додаткові можливості для залучення досвідчених і розрахункових даних, отриманих при дослідженні елементів ПЧ близько швидкохідності.

Метою роботи є розробка методики розрахунку та її застосування для аналізу енергетичного балансу високонапірної РО ГТ в діапазоні основних робочих режимів.

**Основні рівняння робочого процесу.** Сучасний підхід до проектування ПЧ ГТ базується на спільному рішенні прямої й зворотної завдань теорії робочого процесу. У прямому завданні по заданих геометричних параметрах ПЧ визначаємо кінематичні й енергетичні характеристики потоку.

Постановка зворотного завдання зводиться до визначення геометричних параметрів ПЧ, що забезпечують задані параметри ГТ  $N'_1$ ,  $Q'_1$  при максимальному значенні  $h_r$ .

Рішення як прямої, так і зворотної завдань теорії робочого процесу припускає знання закономірностей формування енергетичних характеристик у зв'язку з геометрією їхніх робочих органів. Особливий інтерес представляє виявлення умов формування оптимального режиму.

Для опису робочого процесу використовуються вираження для наведених параметрів  $N'_1$ ,  $Q'_1$  і гідравлічного ККД гідротурбіни  $h_r$ , що виражаються в залежності від коефіцієнта теоретичного напору, і коефіцієнта втрат у такий спосіб:

$$Q'_1 = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h}}; \quad (1)$$

$$h_r = \frac{K_{HT}}{g} Q_1'^2 = \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h}; \quad (2)$$

$$N'_1 = \gamma \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h}} \cdot \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h}. \quad (3)$$

У цих залежностях

$$K_{HT} = \frac{g H_r D^4}{Q^2}, \quad (4)$$

де  $K_{HT}$  – коефіцієнт теоретичного напору:

$$K_h = \frac{g h_r D^4}{Q^2}, \quad (5)$$

де  $K_h$  – коефіцієнт втрат ПЧ;  
 $H_r$  – теоретичний напір;  
 $h_r$  – гідравлічні втрати в ПЧ;  
 $Q'_1$  – наведена витрата через ГТ;

$N'_1$  – наведена потужність ГТ.

Надалі передбачається відсутність об'ємних витоків, тому витрата через РК відсутня,  $Q'_{1к} = Q'_1$ ,  $\frac{\Gamma_{ск} \cdot D}{Q}$  і  $\frac{\Gamma_{0 \cdot D}}{Q}$  – кінематичний комплекси, що характеризують напрямок осередненого потоку, формованого відповідно спіральною камерою зі статором і НА – осередненої циркуляції в перетинах відповідно перед і за НА.

Структура функціональних залежностей коефіцієнта теоретичного напору й коефіцієнта втрат від геометричних і режимних параметрів установлюється за допомогою теорії розмірності й має вигляд [9; 10; 14]:

$$K_{HT} \left( \frac{\Gamma_{0 \cdot D}}{Q}, K_Q, L'_{PK} \right) \text{ й } K_h \left( \frac{\Gamma_{0 \cdot D}}{Q}, \frac{\Gamma_{ск \cdot D}}{Q} K_Q, L' \right); \quad (6)$$

де  $K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n'_1}{Q'_1}$  – узагальнений режимний параметр;

$L'_{PK}, L'$  – символічні позначення набору безрозмірних геометричних параметрів відповідно робочого колеса і ПЧ у цілому.

Для одержання розгорнутих залежностей  $K_{HT}$  і  $K_h$  використовується опис потоку за допомогою кінематичних комплексів  $\frac{\Gamma_{r \cdot D}}{Q}$ , що узагальнено характеризують потік у безлопатевих ділянках ПЧ (перетинах 0-0, 1-1, 2-2, 3-3) (рис. 1).

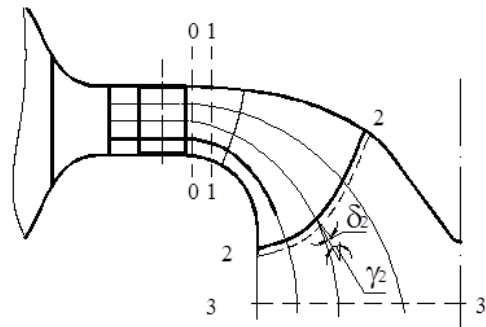


Рис. 1. Характерні перетини ПЧ

Зв'язок комплексів  $\frac{\Gamma_{1 \cdot D}}{Q}$  і  $\frac{\Gamma_{2 \cdot D}}{Q}$  перед і за РК установлюється за допомогою рівняння кінематичного зв'язку для просторових решіток [9]:

$$\frac{\Gamma_{2 \cdot D}}{Q} = k \frac{\Gamma_{1 \cdot D}}{Q} - (1 - k)\mu + (1 - k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q; \quad (7)$$

де  $k, \mu, \Lambda$  – гідродинамічні параметри просторових решіток;

$k$  – коефіцієнт прозорості решітки, для РО ГТ  $k = 0$ ;

$\mu$  – параметр, що характеризує напрямок потоку у відносному русі, при якому гідравлічний момент на решітках дорівнює нулю;

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

$$\mu = \frac{\text{ctg} \beta_{01}}{s_1} = \frac{\text{ctg} \beta_{02}}{s_2}.$$

Величини кінематичних комплексів  $\frac{\Gamma_{1 \cdot D}}{Q}$  і  $\frac{\Gamma_{2 \cdot D}}{Q}$

практично не міняються уздовж потоку в межах безлопатевої ділянок ПЧ. Відповідно до цього на ділянках ПЧ між перетинами 0-0 і 1-1, 2-2 і 3-3 мають місце рівності [9; 13]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 \cdot D}{Q}; \frac{\bar{\Gamma}_2 \cdot D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 \cdot D}{Q}. \quad (8)$$

Осереднені кути абсолютного й відносного потоку в даному перетині пов'язані з кінематичними комплексами:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} \cdot D}{Q} = \frac{\text{ctg} \bar{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}}; \frac{\bar{\Gamma}_{w1,2} \cdot D}{Q} = \frac{\text{ctg} \bar{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad (9)$$

де  $S_{1,2}$  – параметри, що характеризують висоту ПЧ в околиці вхідної й вихідної кромки [9; 13];

$\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2$  – осереднені кути потоку в абсолютному русі відповідно на вході й виході із решіток;

$\bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2$  – осереднені кути потоку відповідно на вході й виході з РК у відносному русі.

Кути потоку в абсолютному й відносному русі перебувають із формул (7–9):

$$\text{ctg} \bar{\alpha}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg} \bar{\alpha}_1}{S_1} - (1 - k) S_2 \mu + (1 - k) \frac{\pi}{2} S_2 \Lambda^2 K_Q; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{ctg} \bar{\beta}_2 &= k \frac{S_2 \text{ctg} \bar{\beta}_1}{S_1} - (1 - k) S_2 \mu + \\ &+ (1 - k) \frac{\pi}{2} S_2 \left( \Lambda^2 - \frac{(r_{2r})^2 - (r_{1r})^2}{1 - k} \right) K_Q. \end{aligned} \quad (11)$$

Коефіцієнт теоретичного напору  $K_{HT}$  й коефіцієнт втрат виражається  $K_h$  залежно від кінематичних параметрів  $\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 \cdot D}{Q}$ :

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \cdot \lambda^2 \cdot K_Q \right) \cdot K_Q; \quad (12)$$

$$K_h = K_{\Pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, L'_{\Pi} \right) + K_{РК+ВТ} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 \cdot D}{Q}, L'_{РК+ВТ} \right); \quad (13)$$

Коефіцієнт втрат можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} K_h &= K_{h \Pi} + K_{h \text{КТР}} + K_{h \text{ККР}} + K_{h \text{КУД}} + \\ &+ K_{h \text{КЦ}} + K_{h \text{ВТВ}} + K_{h \text{ВТТР}}; \end{aligned} \quad (14)$$

де  $K_{h \Pi}$  – коефіцієнт втрат у підводі;  $K_{h \text{КТР}}, K_{h \text{ККР}}, K_{h \text{КУД}}, K_{h \text{КЦ}}, K_{h \text{ВТВ}}, K_{h \text{ВТТР}}$  – відповідно коефіцієнти втрат у РК: тертя, крайові, ударні, циркуляційні, від осевого вихору за РК і втрати тертя в відсмоктуючій трубі.

Для розкриття функціональних залежностей  $K_{h \text{СК}}, K_{h \text{СТ}}, K_{h \text{НА}}$  прийнята відома схема поділу втрат у решітках за їх фізичною природою на втрати тертя, крайові, ударні, циркуляційні, кінцеві [9; 10]. Загальні втрати в кожному з елементів проточної частини визначаються підсумовуванням цих видів втрат.

Коефіцієнт втрат у підводі  $K_{h \Pi}$  дорівнює:

$$K_{h \Pi} = K_{h \text{СК}} + K_{h \text{СТ}} + K_{h \text{НА}}, \quad (15)$$

де  $K_{h \text{СК}}, K_{h \text{СТ}}, K_{h \text{НА}}$  – коефіцієнти втрат відповідно в спіральній камері, статорі, напрямному апарату.

Для конкретизації функціональних залежностей, що виражають коефіцієнти втрат на ділянці проточної

частини, що включає лопатеву систему робочого колеса і відсмоктуючу трубу  $K_{h \text{РК}} = f \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L'_{\text{РК}} \right)$ ,  $K_{h \text{ВТ}} = f \left( K_Q, L'_{\text{ВТ}} \right)$  враховуються наступні втрати: втрати тертя, крайові, ударні, циркуляційні; втрати від осевого вихору, втрати у відсмоктуючій трубі на тертя й розширення у вхідному дифузори, у коліні.

$$\bar{h}_{\text{КТР}} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{\text{ТР}} \frac{C_{2\text{Т}}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ; \quad (16)$$

$$\bar{h}_{\text{ККР}} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{\text{КР}} \frac{C_{2\text{Т}}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ; \quad (17)$$

$$\bar{h}_{\text{КУД}} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{(\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2)^2}{2g} C_{1\text{Т}}^2 dQ; \quad (18)$$

$$\bar{h}_{\text{КЦ}} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2i}^2}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2\text{Т}}^2 \text{ctg}^2 \alpha_2}{2g} dQ; \quad (19)$$

$$\bar{h}_{\text{ВТВ}} = \frac{(r_{\text{CU}})_{2\text{М}}^2}{2gR_3^2} = \frac{r_{2\text{М}}^2 C_{2\text{М}}^2 \text{ctg}^2 \alpha_2}{2gR_3^2}; \quad (20)$$

$$\bar{h}_{\text{ВТТР}} = \frac{\chi_{\text{ВТ}}}{2gQ} \int_Q C_{2\text{Т}}^2 dQ. \quad (21)$$

Розгорнуті вирази для коефіцієнтів, зазначених вище видів втрат, отриманих значень  $\bar{h}_i$ , у виразі коефіцієнтів втрат:

$$K_{hi} = \frac{g \bar{h}_i D^4}{Q^2}.$$

Вирази, отримані для коефіцієнтів окремих видів втрат, наведених нижче.

Коефіцієнт втрат тертя:

$$K_{h \text{КТР}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{\text{КТР}} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2}. \quad (22)$$

Коефіцієнт ударних втрат:

$$\begin{aligned} K_{h \text{КУД}} &= b_1 K_Q^2 + b_2 \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} \right) + \\ &+ b_4 K_Q + b_5 K_Q \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} \right) + b_6, \end{aligned} \quad (23)$$

де  $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$  – параметри моделі (поліноміальні коефіцієнти):

$$b_1 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n} \sum_{i=1}^n r_{1\text{CP}}^2; \quad b_2 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n} \cdot \frac{1}{4\pi^2} \sum_{i=1}^n \frac{m_i^2}{r_{1\text{CP}}^2},$$

$$b_3 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n m_i; \quad b_4 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{n} \sum_{i=1}^n r_{1\text{CP}} \text{ctg} \beta_{mi} B_{1i},$$

$$b_5 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n \frac{m_i B_{1i} \text{ctg} \beta_{mi}}{r_{1\text{CP}}}; \quad b_6 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n} \sum_{i=1}^n B_{1i}^2 \text{ctg}^2 \beta_{mi},$$

де  $\chi_{\text{УД}}$  – коефіцієнт пом'якшення удару, який враховує втрати, що обумовлені відривом потоку при обтіканні вхідної кромки.

За даними [9]  $\chi_{\text{УД}} = 0,4 \div 0,8$ .

Коефіцієнт циркуляційних втрат:

$$K_{h \text{КЦ}} = c_2 K_Q^2 + c_1 K_Q + c_0, \quad (24)$$

де поліноміальні коефіцієнти:

$$c_0 = \frac{1}{2n} \left( \sum_{i=1}^n \left( 1 + \frac{\pi \sin \beta_2 \Gamma_{\text{CP}i} \sin \gamma_{2\text{CP}i}}{z} \right) \right) r_{2\text{CP}i};$$

$$c_1 = -\frac{1}{2n} \left( \sum_{i=1}^n 2B_2 \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{02i}} \left( 1 + \frac{\pi \sin\beta_{2\Gamma_i} \sin\gamma_{2\Gamma_i}}{z} \right) \right) r_{2\Gamma_i};$$

$$c_2 = \frac{1}{2n} \left( \sum_{i=1}^n 2B_2^2 \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{02i}} \right).$$

Коефіцієнт втрат від осьового вихору:

$$K_{h \text{ втв}} = d_2 K_Q^2 + d_1 K_Q + d_0, \quad (25)$$

де поліноміальні коефіцієнти:

$$d_0 = 2 \frac{r_2^2}{D_3^2} \frac{B_2^2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02}};$$

$$d_1 = -4 \frac{r_2^3}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02i}} - 4 \frac{r_{2i}^3}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02i}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_{2\Gamma_i} \cdot \sin\gamma_{2i};$$

$$d_2 = 2 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} + 4 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_{2\Gamma_i} \cdot \sin\gamma_{2i} +$$

$$+ 2 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02i}} \cdot \frac{\pi^2}{z^2} \cdot \sin^2\beta_{2\Gamma_i} \cdot \sin^2\gamma_{2i}.$$

Коефіцієнт втрат у відсмоктуючій трубі на тертя у вхідному дифузори, коліні й розширення у вхідному дифузори:

$$K_{h \text{ вттр}} = \frac{8\chi_{\text{вт}}}{\pi^2(D_3')^2}, \quad (26)$$

де  $\chi_{\text{вт}}$  – коефіцієнт втрат у відсмоктуючій трубі при осьовому вході потоку.

Повний коефіцієнт гідравлічних втрат ПЧ:

$$K_{h \text{ пч}} = K_{h \text{ ск}} + K_{h \text{ ст}} + K_{h \text{ на}} \left( \frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q \right) + K_{h \text{ ктр}} +$$

$$+ K_{h \text{ ккр}} + K_{h \text{ куд}} \left( \frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q \right) + K_{h \text{ кц}}(K_Q) +$$

$$+ K_{h \text{ втв}}(K_Q) + K_{h \text{ вттр}} + K_h. \quad (27)$$

**Прогнозування енергетичної характеристики радіально-осьової гідротурбіни.** На основі вище викладеної методики, яка розроблена на кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» проф. Количевим В. О. [9; 13], був проведений розрахунок енергетичного балансу та прогнозування енергетичної характеристики спроектованої ПЧ ГТ РО400 [12; 13].

Була розрахована та побудована універсальна характеристика та складений баланс втрат за допомогою програми, розробленої у системі MathCad на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ».

Розрахунок виконано для моделі при діаметрі робочого колеса  $D_1 = 1$  м.

Вихідні дані для розрахунку ПЧ РО ГТ знаходяться у додатку 1.

На основі розрахунку була побудована прогнозна універсальна характеристика для розробленої ПЧ (рис. 2).

**Аналіз впливу геометричних параметрів проточної частини на енергетичні характеристики гідротурбіни.** В даній роботі для поліпшення енергетичних показників спроектованої ПЧ були проведені багатоваріантні розрахунки. В якості варійованих параметрів були прийняті вихідні геометричні кути лопаті РК та форма вихідної кромки.

На рис. 3 представлено ПЧ ГТ з трьома варіантами вихідної кромки РК.

Для того, щоб покращити енергетичні показники нашої ГТ вносимо зміни до геометрії РК. Закон розподілення вихідних кутів  $\beta_2$  для вихідної кромки отримано при профілюванні лопаті РК. Задаємо ще два закони розподілення вихідних кутів і порівняємо отримані показники оптимального режиму (табл. 1, 2).

Таблиця 1 – Геометрія робочого колеса

	1	2	3	4	5
$\beta_{2\text{геом(баз.)}}$	24	22,54	20,26	17,97	16,03
$r_{2(\text{баз.})}$	0,172	0,210	0,254	0,3	0,343
$z_{2(\text{баз.})}$	0,152	0,216	0,271	0,307	0,327
$\gamma_{\text{баз.}}$	39	21	6	2	0
$\delta_{\text{баз.}}$	22	35	38	27	22
$\beta_{2\text{геом(1)}}$	28	26,54	24,26	21,97	20,03
$r_{2(1)}$	0,183	0,214	0,255	0,3	0,343
$z_{2(1)}$	0,138	0,205	0,263	0,302	0,327
$\gamma_1$	42	25	8	2	0
$\delta_1$	26	34	37	32	29
$\beta_{2\text{геом(2)}}$	24	20,54	17,26	13,97	12,03
$r_{2(2)}$	0,147	0,199	0,251	0,299	0,343
$z_{2(2)}$	0,185	0,252	0,298	0,319	0,327
$\gamma_2$	33	13	4	2	0
$\delta_2$	20	31	25	11	9

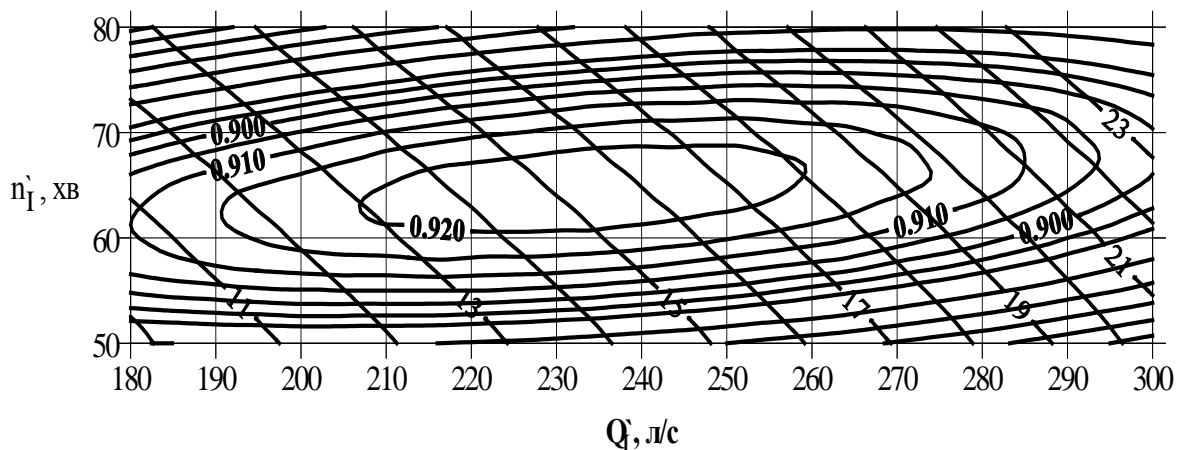


Рис. 2. Універсальна характеристика гідротурбіни РО400

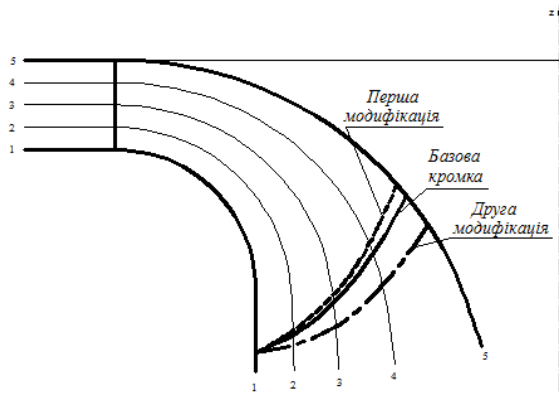


Рис. 3. Проточна частина гідротурбіни PO400

Таблиця 2 – Закони розподілення вихідних кутів  $\beta_2$

	1	2	3	4	5
$\beta_2$ (баз.)	24	22,54	20,26	17,97	16,03
$\beta_2$ (1)	28	26,54	24,26	21,97	20,03
$\beta_2$ (2)	24	20,54	17,26	13,97	12,03

В меридіональній проекції РК було виконано дві модифікації вихідної кромки зі зміною її положення та застосуємо до кожної з модифікацій по три закони розподілення вихідних кутів  $\beta_2$ .

Щоб перевірити плавність розподілу вихідних кутів уздовж вихідної кромки будуюмо графік залежності  $\beta_2 = f(S)$  – рис. 4.

Результат розрахунку оптимального режиму першої та другої модифікацій вихідної кромки зведено до табл. 3.

В результаті розрахунку виявлено два варіанти які можна рекомендувати до застосування. Перший варіант при переході до першої модифікації при третьому розподілі вихідних кутів  $\beta_2$  (1), другий варіант при переході до другої модифікації при третьому розподілі вихідних кутів  $\beta_2$  (2).

Таблиця 3 – Результати розрахунку оптимального режиму гідротурбіни

Модифікації Закони розподілу кутів лопаті	Базовий варіант			Перша модифікація			Друга модифікація		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$\mu$	14,947	12,243	18,03	12,767	10,459	15,389	12,115	9,918	14,655
$\lambda$	0,57	0,57	0,569	0,528	0,529	0,528	0,511	0,512	0,511
$Q_1$	0,233	0,276	0,197	0,221	0,258	0,193	0,215	0,248	0,188
$n_1$	64,585	65,365	63,043	65,187	65,919	64,335	64,929	65,629	64,231
$\eta_{opt}$	0,923	0,917	0,92	0,924	0,918	0,928	0,922	0,917	0,927
$h_{с.к.}$	0,335	0,467	0,238	0,301	0,409	0,228	0,284	0,379	0,216
$h_{стат.}$	0,336	0,468	0,238	0,302	0,41	0,229	0,284	0,38	0,217
$h_{н.а.}$	2,763	2,512	3,04	2,961	2,743	3,13	3,041	2,844	3,197
$h_{с.підв.}$	3,434	3,447	3,516	3,565	3,563	3,587	3,609	3,603	3,63
$h_{р.к.тер.}$	0,855	1,192	0,606	0,872	1,184	0,66	0,908	1,213	0,692
$h_{р.к.кр.}$	0,489	0,409	0,581	0,423	0,349	0,508	0,412	0,336	0,49
$h_{р.к.конц.}$	0,245	0,288	0,205	0,148	0,169	0,132	0,22	0,138	0,11
$h_{ударн.}$	$8,38 \times 10^{-3}$	0,054	$3,78 \times 10^{-3}$	$3,13 \times 10^{-3}$	0,033	$8,21 \times 10^{-4}$	$4,39 \times 10^{-3}$	0,034	$7,45 \times 10^{-4}$
$h_{цирк.}$	0,15	0,132	0,551	0,114	0,288	$8,91 \times 10^{-3}$	0,231	0,44	0,02
$h_{ос.вих.}$	0,116	0,176	0,3	0,066	0,033	0,013	0,141	0,098	0,072
$h_{в.т.гр.}$	1,053	1,468	0,747	0,947	1,286	0,717	0,891	1,191	0,68
$h_{в.т.р.к.}$	2,915	3,719	2,994	2,574	3,342	2,041	2,709	3,451	2,065

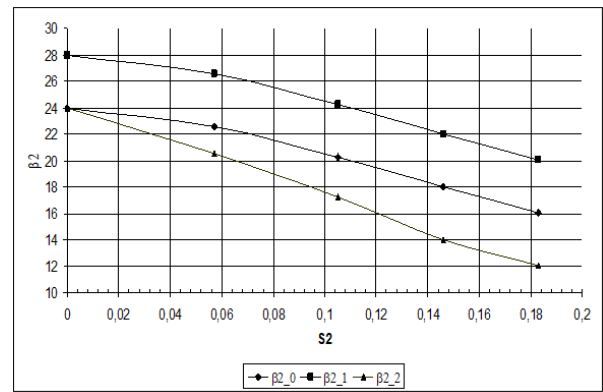


Рис. 4. Закони розподілу геометричного кута лопаті РК високонапірної РО ГТ вздовж вихідної кромки

На рис. 5 зображено 3D модель спроектованої лопаті робочого колеса.

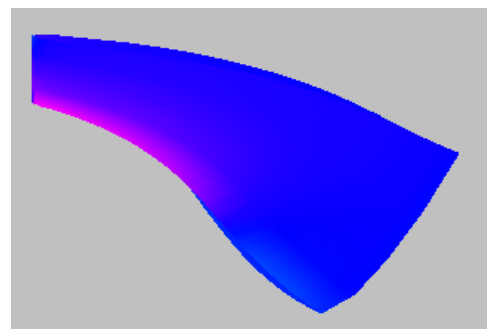


Рис. 5. 3D модель лопаті робочого колеса PO400

Базовий варіант вихідної кромки має такі показники на оптимальному режимі:

$$Q_{opt} = 0,233 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n_{opt} = 64,58 \text{ хв}^{-1};$$

$$\eta_{opt} = 92,3 \text{ \%}.$$

Варіант першої модифікації при третьому розподіленні вихідних кутів  $\beta_2$  (2) має такі показники оптимального режиму:

$$\begin{aligned} Q'_{\text{опт}} &= 0,193 \text{ м}^3/\text{с}; \\ n'_{\text{опт}} &= 64,33 \text{ хв}^{-1}; \\ \eta_{\text{опт}} &= 92,8 \%. \end{aligned}$$

Варіант другої модифікації при третьому розподіленні вихідних кутів  $\beta_2$  (2) має такі показники оптимального режиму:

$$\begin{aligned} Q'_{\text{опт}} &= 0,188 \text{ м}^3/\text{с}; \\ n'_{\text{опт}} &= 64,23 \text{ хв}^{-1}; \\ \eta_{\text{опт}} &= 92,7 \%. \end{aligned}$$

**Висновки.** 1. Викладена методика прогнозування та аналізу кінематичних та енергетичних характеристик дозволяє визначати кінематичні (швидкості, кути потоку) і енергетичні параметри (баланс втрат енергії і ККД) параметри в заданому діапазоні режимних параметрів. Ці дані необхідні для оцінки окремих видів втрат (тертя, крайових, ударних і ін.) і ступеня узгодження елементів ПЧ. Отримана таким чином інформація є основою для внесення змін до геометрії ПЧ (модифікацій) з метою підвищення енергетичних показників.

2. Зменшення втрат енергії, на заданому режимі, може бути досягнуто за рахунок зведення до мінімуму ударних і циркуляційних втрат на лопатях РК і кінцевих втрат на лопатках НА, тому перераховані вище категорії втрат найбільш сильно впливають на рівень і формування ККД.

3. Виконано побудову прогнозної універсальної характеристики ГТ, що дозволяє оцінити збіг розрахункового оптимального режиму з вимогою технічного завдання на проектування ПЧ ГТ.

4. Таким чином за рахунок модифікації вихідної кромки в обох варіантах вдалося трохи збільшити ККД гідротурбіни на 0,5 %, але це призвело до незначного зміння параметрів оптимального режиму в порівнянні з вихідними даними. Збільшення ККД пояснюється зниженням рівня ударних втрат в порівнянні з вихідними.

#### Список літератури

- Ruppert L., Schürhuber R., List B., Lechner A., Bauer C. An analysis of different pumped storage schemes from a technological and economic perspective. *Energy*. 2017. Vol. 141. P. 368–379. doi: 10.1016/j.energy.2017.09.057
- Daneshkakh K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems*. Vol. 12. 2010.
- Dhote N., Shende C., Khond M. P., Sewatkar C. M. Parametric analysis of centrifugal pump for performance improvement. *Fluid Mechanics and Fluid Power*. 2024. Vol. 8. P. 191–201. doi: 10.1007/978-981-97-1033-1\_15
- Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023*. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham: Springer, 2023. P. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7\_5

- Minkowycz W. J., Sparrow E. M., Murthy J. Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. Wiley, 2006. 984 c.
- Tucker P. G. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York: Springer US, 2001. 376 c.
- Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 c.
- Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, issue 3. P. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
- Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2022. 406 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/56895> (дата звернення: 22.03.2024).
- Крупа Є. С., Дмитрієнко О. В., Тиньянова І. І., Недовесов В. О. Прогнозування енергетичних характеристик високонапірної радіально-осьової гідротурбіни з використанням програмного комплексу CFD. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14
- Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
- 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: IEEE, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
- Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Миронов В. К. Вплив геометричних параметрів робочого колеса на енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 64–72.

#### References (transliterated)

- Ruppert L., Schürhuber R., List B., Lechner A., Bauer C. An analysis of different pumped storage schemes from a technological and economic perspective. *Energy*. 2017, vol. 141, pp. 368–379. doi: 10.1016/j.energy.2017.09.057
- Daneshkakh K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems*. Vol. 12. 2010.
- Dhote N., Shende C., Khond M. P., Sewatkar C. M. Parametric analysis of centrifugal pump for performance improvement. *Fluid Mechanics and Fluid Power*. 2024, vol. 8, pp. 191–201. doi: 10.1007/978-981-97-1033-1\_15
- Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023*. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7\_5
- Minkowycz W. J., Sparrow E. M., Murthy J. Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. Wiley Publ., 2006. 984 p.
- Tucker P. G. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York, Springer US Publ., 2001. 376 p.
- Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge, Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
- Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024, vol. 36, issue 3, p. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
- Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tynyanova I. I., Ryzva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnе modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p. Available at: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/56895> (accessed 22.03.2024).
- Krupa Ye. S., Dmytriienko O. V., Tynyanova I. I.,

- Nedovyesov V. O. Prohnozuvannya enerhetychnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny z vykorystannyam prohramnoho kompleksu CFD [Forecasting the energy characteristics of a high-pressure radial-axial hydroturbine using the CFD software complex]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14
11. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015, vol. 579.
12. 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, IEEE Publ., 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
13. Myronov K. A., Dmytriyenko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametriv robochoho koleasa na enerhetychni pokaznyky radial'no-os'ovoyi hidroturbiny [Influence of geometrical parameters the runner on energy performance a francis turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 64–72.

Надійшла (received) 12.10.2024

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Миронов Костянтин Анатолійович (Myronov Kostiantyn)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6034-410X>; e-mail: konst.mironov@gmail.com

**Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Dmytriienko Olha)** – 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/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olga\_dm@meta.ua

**Соколов Данило Олександрович (Sokolov Danylo)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: danylo.sokolov@mit.khpi.edu.ua