

К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, В. К. МИРОНОВ

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО КОЛЕСА НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

У статті наводиться методика пошуку раціональних варіантів спроектованого робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни, яка заснована на чисельному моделюванні впливу геометричних та режимних параметрів на енергетичні характеристики гідротурбіни. Такий пошук здійснюється за допомогою багатоваріантного чисельного аналізу на основі математичного опису енергетичної взаємодії потоку з робочими органами гідротурбіни. Викладена методика прогнозування та аналізу кінематичних та енергетичних характеристик дозволяє визначити кінематичні (швидкості, кути потоку) та енергетичні параметри (баланс втрат енергії, ККД) у заданому діапазоні режимних параметрів. Ці дані необхідні для оцінки окремих видів втрат (тертя, циркуляційних, ударних та ін.). Така інформація є основою для внесення змін до геометрії робочого колеса (модифікацій) з метою підвищення енергетичних показників. Математичний опис робочого процесу заснований на принципах блочно-ієрархічного підходу і є комплексом взаємопов'язаних між собою моделей різного рівня. При цьому кожен ієрархічний рівень характеризується різним ступенем деталізації математичного опису та своїм підходом під час вирішення задачі. Загальна структура математичного опису встановлюється за допомогою основного рівняння гідротурбіни та рівняння балансу енергії. Для отримання функціональних залежностей між основними параметрами гідротурбіни з геометричними та режимними параметрами у безрозмірній формі використовуються методи теорії розмірності. При побудові моделей втрат вноситься певна похибка у зв'язку з прийнятим припущенням незалежності видів втрат друг від друга. Наведена методика не дозволяє досить точно визначити величини ККД. Однак вона дозволяє з'ясувати основні закономірності зміни в залежності від режимних і геометричних параметрів для різних варіантів модифікацій робочого колеса. Це підтверджується задовільною збіжністю дослідних даних та результатів розрахунку.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, гідродинамічні характеристики, коефіцієнт корисної дії, просторова течія, втрати.

К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЕНКО, В. К. МИРОНОВ

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

В статье приводится методика поиска рациональных вариантов проектируемого рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, основанная на численном моделировании влияния геометрических и режимных параметров на энергетические характеристики гидротурбины. Такой поиск осуществляется с помощью многовариантного численного анализа на основе математического описания энергетического взаимодействия потока с рабочими органами гидротурбины. Изложенная методика прогнозирования и анализа кинематических и энергетических характеристик позволяет определять кинематические (скорости, углы потока) и энергетические параметры (баланс потерь энергии, КПД) в заданном диапазоне режимных параметров. Эти данные необходимы для оценки отдельных видов потерь (трения, циркуляционных, ударных и др.). Полученная таким образом информация является основой для внесения изменений в геометрию рабочего колеса (модификаций) с целью повышения энергетических показателей. Математическое описание рабочего процесса основано на принципах блочно-иерархического подхода и представляет собой комплекс взаимосвязанных между собой моделей разного уровня. При этом каждый иерархический уровень характеризуется разной степенью детализации математического описания и своим подходом при решении задачи. Общая структура математического описания устанавливается с помощью основного уравнения гидротурбины и уравнения баланса энергии. Для получения функциональных зависимостей между основными параметрами гидротурбины и геометрическими и режимными параметрами в безразмерной форме используются методы теории размерности. При построении моделей потерь вносится определенная погрешность в связи с принятым допущением о независимости видов потерь друг от друга. Приведенная методика не дает возможности достаточно точно определить величины КПД. Однако она позволяет выявить основные закономерности его изменения в зависимости от режимных и геометрических параметров для различных вариантов модификаций рабочего колеса. Это подтверждается удовлетворительной сходимостью опытных данных и результатов расчета.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, гидродинамические характеристики, коэффициент полезного действия, пространственное течение, потери.

К. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, V. MIRONOV

INFLUENCE OF GEOMETRICAL PARAMETERS THE RUNNER ON ENERGY PERFORMANCE A FRANCIS TURBINE

The article presents a methodology for searching rational variants of a designed runner turbine Francis based on numerical modeling of geometrical and regime parameters influence on hydraulic turbine power characteristics. Such search is carried out by means of multivariant numerical analysis based on mathematical description of power interaction of a stream with working organs of a hydraulic turbine. The stated methodology of prediction and analysis of kinematic and energy characteristics allows to determine kinematic (speed, flow angles) and energy parameters (balance of energy losses, efficiency) in a given range of regime parameters. These data are necessary to assess individual types of losses (friction, circulation, impact, etc.). The information thus obtained is the basis for making changes in the geometry of the runner (modifications) in order to improve the energy performance. Mathematical description of operating process is based on principles of block-hierarchical approach and represents a complex of interconnected models of different levels. In this case, each hierarchical level is characterized by a different degree of detailed mathematical description and its approach in solving the problem. General structure of mathematical description is established by means of basic equation of hydraulic turbine and energy balance equation. To obtain functional dependences between the main parameters of the hydraulic turbine and geometric and mode parameters in dimensionless form, dimensionality theory methods are used. The construction of loss models introduces a certain error in connection with the assumption of independence of types of losses from each other. The given method does not give an opportunity to determine accurately enough the values of efficiency. However, it allows you to find out the basic patterns of its changes depending on the operating and geometric parameters for different versions of the modifications of the runner. This is confirmed by satisfactory convergence of experimental data and calculation results.

Keywords: hydraulic turbine, runner, hydrodynamic characteristics, efficiency, spatial flow, losses.

© К. А. Миронов, О. В. Дмитрієнко, В. К. Миронов, 2021

Вступ. В процесі розробки гідротурбіни (ГТ) доводиться вирішувати цілий комплекс завдань, головною з яких є завдання проектування елементів проточної частини (ПЧ) ГТ, які забезпечують отримання необхідної потужності при найменших габаритах і високих енергетичних і кавітаційних показниках турбіни.

В даний час максимальне значення ККД ГТ досягло високого рівня ($\eta_{\max} = 0,925\text{--}0,945$ за даними модельних випробувань). При цьому необхідно отримати для заданих умов високі енергетичні та кавітаційні показники, при яких буде відсутній розвинена кавітація на всіх робочих режимах ГТ. Також необхідно, щоб робоче колесо (РК) мало добрі ерозійні якості, при яких має місце малий обсяг кавітаційних руйнувань елементів ПЧ.

Тому сучасний фахівець поряд з глибокими знаннями в області теорії робочого процесу, повинен мати навички активного використання в області математичного моделювання гідравлічних машин, що включає методи побудови математичних моделей, застосування цих моделей для прогнозування характеристик гідромашин і рішення оптимізаційних задач [1–3].

У даній роботі при моделюванні робочого процесу використовувалися безрозмірні усереднені кінематичні параметри в залежності від яких виражаються коефіцієнти опорів в робочих органах ГТ. Застосування безрозмірних параметрів робить опис універсальним і дає значні зручності для систематизації та узагальнення дослідних даних. У роботах [1, 4, 5] показана реалізація ідей блочно-ієрархічного підходу при описі робочого процесу ця ідея використовувалась у розрахунках в даній роботі.

Достоїнством розглянутої моделі робочого процесу є те, що її застосування не вимагає знання повної інформації про геометрію лопатевої системи. Тому її можливо використовувати для оцінки енергетичних якостей ГТ на початкових етапах проектування.

Недоліки ж полягають в тому, що не враховується розподіл параметрів по висоті ПЧ. Насправді, як показують дослідні дані, розподіл кінематичних параметрів істотно залежить, як від режимних, так і від геометричних параметрів [5].

Метою даної роботи є вдосконалення ПЧ на основі аналізу енергетичних характеристик та чисельного дослідження впливу геометричних параметрів РК на енергетичні показники РО ГТ.

Для цього потрібно виділити наступні задачі, такі як:

- визначення гідродинамічних характеристик елементів ПЧ;
- аналіз їх впливу на формування енергетичних характеристик РО ГТ;
- визначення впливу геометрії на положення оптимального режиму у полі характеристики ГТ при збереженні рівня ККД;
- забезпечення заданого режиму.

Сучасний підхід до проектування ПЧ ГТ базується на спільному рішенні обох задач

гідродинаміки, прямої та зворотної задач теорії робочого процесу. У прямому завданні, за заданими геометричними параметрами ПЧ визначаємо кінематичні й енергетичні характеристики потоку. В зворотній задачі навпаки, вихідними даними виступають кінематичні та енергетичні параметри ГТ, сутність якої в пошуку та аналізі такої геометрії, яка б найбільш раціонально задовольняла нашим параметрам [2, 6, 7].

Математичний опис робочого процесу.

Енергетичні характеристики ГТ дозволяють судити про роботу машини в цілому. Інформацію про енергетичні якості окремих елементів ПЧ надає енергетичний баланс. Залучаючи дані енергетичного балансу можливо виявити найбільш сприятливі умови сумісної роботи елементів ПЧ, тобто добитися їх узгодження для підвищення рівня ККД – найважливішого енергетичного показника ГТ.

Для чисельного дослідження використовується метод розрахунку енергетичних характеристик розроблений на кафедрі гідромашин [8–10].

При розрахунку використовувалось дві моделі току рідини. В спрощеній моделі току приймалась незмінність ліній току при зміні режиму: $C_{2r} = -B_2(l)Q$, де $B_2(l)$ – коефіцієнт, величина якого залежить від поверхні току, яка проходить через дану точку в розрізі потоку [9, 10].

В другій моделі, моделі осереднених вісесиметричних розрізів, меридіональна швидкість приймається у вигляді: $C_{2r} = A(l)\omega - B(l)Q$. Таким чином в цій моделі на відміну від інших враховується перерозподіл меридіональних швидкостей зі зміною режиму роботи ГТ.

Істотною відмінністю пропонованої методики [10, 11], є використання рівнянь енергетичного балансу у безрозмірній формі. Остання обставина надає додаткові можливості при заданні дослідних та розрахункових даних, отриманих при дослідженні елементів ПЧ близької швидкохідності.

Математичне моделювання енергетичних характеристик включає в себе питання їх прогнозування і чисельного аналізу, проведення чисельного дослідження геометричних параметрів [9, 12, 13].

Нижче стисло викладена методика прогнозування та аналізу енергетичних характеристик [6, 8, 11].

Рівняння балансу очікуваного і теоретичного напору через ГТ з витратою Q_k :

$$H = H_r + h, \quad (1)$$

де $h_r = h_n + h_k + h_{от}$ – гідравлічні втрати.

Залежність гідравлічного ККД може бути подане у вигляді:

$$\eta_r = 1 - h_r / H,$$

де h_r/H – відносна питома гідравлічна втрата енергії у ПЧ ГТ з витратою Q_k .

Після приведення рівняння балансу потужності до безрозмірного вигляду, одержуємо:

$$\frac{g}{Q_I'^2} = K_{HTn} + K_{hn} + K_{hk} + K_{hot} + K_{hd}, \quad (2)$$

де $K_{HTn} = \frac{gH_{mn}D^4}{Q^2}$ – коефіцієнт повного теоретичного напору;

$$K_{hn} = \frac{gh_n D^4}{Q^2}; K_{hk} = \frac{gh_k D^4}{Q^2}; K_{h_{від}} = \frac{gh_{від} D^4}{Q^2} -$$

коефіцієнти гідравлічних втрат відповідно у підводі, РК і відводі;

K_{hd} – коефіцієнт дискових втрат.

$$K_{hd} = \frac{gh_d D^4}{Q^2} = \frac{gN_{mn} D^4}{\gamma Q_k Q^2} = \frac{N_{mn} D^4}{\rho Q^3}.$$

Коефіцієнт повного теоретичного напору K_{HTn} пов'язаний з коефіцієнтом теоретичного напору K_{HT} :

$$K_{HTn} = K_{HT} - K_{hd} = \eta_d K_{HT}. \quad (3)$$

Усі коефіцієнти, що входять до правої частини (рівняння 2), є функціями безрозмірних режимних і геометричних параметрів [10].

$$\left. \begin{aligned} K_{HTn} &= f_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L', L'_{yn}\right) \\ K_{hn} &= f_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_n\right) \\ K_{hk} &= f_3\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L'_k\right) \\ K_{h_{від}} &= f_4(K_Q, L'_{від}) \\ K_{hd} &= f_5(K_Q, L'_{yn}) \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $L'_n, L'_k, L'_{від}, L'$ – символічне позначення набору геометричних параметрів відповідно підводу, РК, відводу і ПЧ у цілому;

L'_{yn} – символічне позначення набору геометричних параметрів, які характеризують геометрію зовнішніх поверхонь ободу та маточини;

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi n'_I}{30 Q'_I} - \text{узагальнений режимний}$$

параметр;

$$\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} - \text{безрозмірні кінематичні}$$

комплекси відповідно у перетинах перед та поза направляючим апаратом.

З основного рівняння ГТ, записаного у безрозмірній формі $\eta_r = \frac{K_{HT} Q_I'^2}{g}$ [10], знаходимо:

$$\eta_{rп} = \frac{K_{HTn} Q_I'^2}{g}. \quad (5)$$

У припущенні відсутності об'ємних витоків у рівняннях (4) та (5), запишемо вихідні залежності для розрахунку енергетичних характеристик і балансу енергії ГТ у вигляді:

$$\eta_{rп} = \frac{f_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L', L'_{yn}\right) Q_I'^2}{g}; \quad (6)$$

$$Q_I' = \sqrt{\frac{g}{f_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L', L'_{yn}\right)}} + \sqrt{\frac{g}{f_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_n\right)}} + \sqrt{\frac{g}{f_3\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L'_k\right)}} + \sqrt{\frac{g}{f_4(K_Q, L'_{від})}} + \sqrt{\frac{g}{f_5(K_Q, L'_{yn})}}; \quad (7)$$

з (6) та (7) випливає:

$$\eta_{rп} = \frac{K_{HTn}}{K_{HTn} + K_{hrп}},$$

де $K_{hrп} = K_{hn} + K_{hk} + K_{h_{від}} + K_{hd}$ – коефіцієнт повних гідравлічних втрат.

Для конкретизації функціональних залежностей коефіцієнта повного теоретичного напору й коефіцієнтів втрат, що входять до рівняння (4), використовується опис потоку за допомогою кінематичних комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_i D}{Q}$, що узагальнено характеризують потік у безлопатевих ділянках ПЧ [11, 14].

Зв'язок комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ і $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ перед і за РК устанавлюється за допомогою рівняння кінематичного зв'язку для просторових решіток:

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

де k, μ, Λ – гідродинамічні параметри просторових решіток;

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

μ – параметр, що характеризує напрямок потоку у відносному русі, при якому гідравлічний момент на

решітках дорівнює нулю: $\mu = \frac{\text{ctg}\beta_{01}}{S_1} = \frac{\text{ctg}\beta_{02}}{S_2}$;

$\Lambda = r_d/R$ – безрозмірний активний радіус решіток.

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 [1, 10]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}; \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q}.$$

Осереднені кути абсолютного і відносного потоку в даному перетині пов'язані з кінематичними комплексами;

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}}; \frac{\bar{\Gamma}_{w_{1,2}} D}{Q} = \frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}},$$

де $S_{1,2}$ – параметри, що характеризують ПЧ в вздовж вхідної й вихідної кромки РК [11];

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

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

Кути потоку в абсолютному й відносному русі:

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

$$\text{ctg} \tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg} \tilde{\beta}_1}{S_1} - (1-k) S_2 \mu + (1-k) \frac{\pi}{2} S_2 \times \left(\Lambda^2 - \frac{\left(\frac{r_{2r}}{R} \right)^2 - \left(\frac{r_{1r}}{R} \right)^2}{1-k} \right) K_Q.$$

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

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

$$K_h = K_{\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_{\pi} \right) + K_{PK+вид} \times \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L'_{PK+вид} \right).$$

Рівняння коефіцієнтів втрат. Для розкриття функціональних залежностей $K_{HT}, K_{hk}, K_{hвид}$ прийнята відома схема поділу втрат у решітках за їх фізичною природою на втрати тертя, кромочні, ударні, циркуляційні, кінцеві. Загальні втрати в кожному з елементів ПЧ визначаються підсумовуванням цих видів втрат.

Коефіцієнт втрат у підводі K_{HT} дорівнює:

$$K_{HT} = K_{HTсп} + K_{HTст} + K_{HTна},$$

де $K_{HTсп}, K_{HTст}, K_{HTна}$ – коефіцієнти втрат відповідно в СК, статорі, НА. У таких роботах як [11–14] наведені вирази для визначення цих коефіцієнтів втрат.

Для конкретизації функціональних залежностей, що виражають коефіцієнти втрат на ділянці ПЧ, що включає лопатеву систему РК і відсмоктуючу трубу

$$K_{hk} = f \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L'_{\kappa} \right), \quad K_{hвид} = f(K_Q, L'_{вид})$$

враховуються наступні втрати: втрати тертя, кромочні, ударні, циркуляційні; втрати від осьового вихору, втрати у ВТ на тертя, у коліні й розширення у відносному дифузори [14].

$$\bar{h}_{\kappa тр} = \frac{1}{Q} \int \zeta_{тр} \frac{C^2_{2\tau}}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ;$$

$$\bar{h}_{\kappa кр} = \frac{1}{Q} \int \zeta_{кр} \frac{C^2_{2\tau}}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ;$$

$$\bar{h}_{\kappa уд} = \frac{\chi}{Q} \int \frac{(ctg \beta_1 - ctg \beta_2)^2}{2g} C^2_{1\tau} dQ;$$

$$\bar{h}_{\kappa \Pi} = \frac{1}{Q} \int \frac{C^2_{2u}}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int \frac{C^2_{2\tau} ctg^2 \alpha_2}{2g} dQ;$$

$$\bar{h}_{вид ос. в} = \frac{(rC_u)_{2вт}^2}{2gR_3^2} dQ = \frac{r_{2вт}^2 C_{2вт}^2 ctg^2 \alpha_2}{2gR_3^2};$$

$$\bar{h}_{вид тр} = \frac{\chi_{вид}}{2gQ} \int C^2_{2\tau} dQ.$$

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

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

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

- коефіцієнт втрат тертя:

$$K_{h ктр} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{кр} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_n};$$

- коефіцієнт ударних втрат:

$$K_{h уд} = b_1 K_Q^2 + b_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_4 K_Q + b_5 K \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_6,$$

де параметри моделі (коефіцієнти полінома):

$$b_1 = \frac{\chi_{уд}}{2n} \sum_{i=1}^n r_{1сп}^2; \quad b_2 = \frac{\chi_{уд}}{2n} \frac{1}{4\pi^2} \sum_{i=0}^n \frac{m_i^2}{r_{2сп}^2};$$

$$b_3 = \frac{\chi_{уд}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n m_i; \quad b_4 = -\frac{\chi_{уд}}{n} \sum_{i=1}^n r_{2cp} \operatorname{ctg}\beta_{mi} B_1;$$

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

де $\chi_{уд}$ – коефіцієнт пом'якшення удару, який враховує втрати, що обумовлені відривом потоку при обтіканні вхідної кромки. За даними [1] $\chi_{уд} = 0,4-0,8$.

- коефіцієнт циркуляційних втрат:

$$K_{hкц} = c_2 K_Q^2 + c_1 K_Q + c_0,$$

де поліноміальні коефіцієнти:

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

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

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

- коефіцієнт втрат від осьового вихору:

$$K_{hквід\ ов} = d_2 K_Q^2 + d_1 K_Q + d_0,$$

де поліноміальні коефіцієнти:

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

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

$$d_2 = 2 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} + 4 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} \frac{\pi}{z} \sin\beta_{2ri} \sin\gamma_{2ri} + 24 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} \frac{\pi^2}{z^2} \sin^2\beta_{2ri} \sin^2\gamma_{2ri}.$$

- коефіцієнт втрат у ВГ на тертя у вхідному дифузори, коліні й розширення у вхідному дифузори:

$$K_{hвідтр} = \frac{8\chi_{від}}{\pi^2 (D_3)^4},$$

де $\chi_{від}$ – коефіцієнт втрат у ВГ при осьовому вході потоку.

Повний коефіцієнт гідравлічних втрат ПЧ:

$$K_h = K_{hсп} + K_{hст} + K_{hна} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{hкр} +$$

$$+ K_{hкрр} + K_{hкуд} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{hкц} (K_Q) +$$

$$+ K_{hвід\ ов} (K_Q) + K_{hвід\ тр} (K_Q) + K_{hd}. \quad (8)$$

Вирази (6) і (7), з урахуванням отриманих вище конкретизованих залежностей для коефіцієнтів повного теоретичного напору і коефіцієнтів втрат,

являють собою математичну модель робочого процесу, що описує взаємозв'язок геометричних та режимних параметрів ГТ.

Методика чисельного дослідження впливу геометрії робочого колеса на гідродинамічні характеристики гідротурбіни. Розрахунок проводився для ГТ типу РО310.

У роботі використовувалась програма розрахунку оптимального режиму та побудови прогнозу універсальної характеристики, які розроблені на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХПІ» [6, 8, 14]. Вихідними даними для пошуку оптимального режиму будуть служити геометричні параметри підводу, РК, та відводу досліджуваної ГТ, а також даними вписаного меридіонального потоку у ПЧ ГТ. На основі цього можливо зробити розрахунок оптимальної точки та отримати графік коефіцієнтів втрат, з якого можливо судження про те, який елемент найбільш впливає на сумарні втрати, а отже і на рівень ККД.

Всі розрахунки виконуються для моделі при діаметрі РК $D_1 = 1$ м.

Прогнозування енергетичних характеристик та їх аналіз. Якщо при проектуванні ГТ необхідно забезпечити параметри, якомога ближчі до оптимальних, то необхідно внести зміни у ПЧ.

Для забезпечення близьких до заданих параметрів показників ГТ було змінено вхідний геометричний кут лопаті з $\beta_{1r} = 67^\circ$ до $\beta_{1r} = 75^\circ$ (+8° – зона нечутливості) та при подальшому перерахунку оптимальної точки.

За допомогою програми "Stream" [6] та програми розрахунку обтікання за прямою решітчастою задачею (метод ЦКТІ), зробимо розрахунок втрат сформованої лопатевої системи.

Дані розрахунку зведемо у таблицю (табл. 1).

Надалі будемо орієнтуватися на ці данні, які будуть надавати більш повну картину щодо відповідних втрат у ПЧ ГТ.

Закон розподілу вихідних геометричних кутів при переході від одного варіанту до іншого, залишається сталим (рис. 1). Цей закон був знайдений за допомогою трикутників швидкостей, які були розраховані за допомогою рівнянь Ейлера [1, 7].

З метою покращення енергетичних показників, необхідно провести модифікацію спроектованих лопатевих систем.

Для зменшення циркуляційних втрат в області периферійної решітки був здійснений перерозподіл вихідних геометричних кутів вздовж вихідної кромки (рис. 2). При зміні закону розподілу враховувались рекомендації [15].

На рис. 3 приведено прогнозу універсальну характеристику спроектованого варіанту РК (варіант 1).

Для оцінки рівня різного роду втрат скористуємося графіками втрат (рис. 4), орієнтуючись на дані розрахунку обтікання лопатевої системи (табл. 1). Доцільним є впливати на геометрію тих елементів, які впливають найбільшим чином на загальну суму втрат, виходячи з того, які все ж таки

види втрат мають найбільше значення. Таким чином можливо добитися збільшення ККД.

Звичайно потрібно не забувати, що проводячи модифікацію елементів, потрібно розглядати задачу у комплексі. Зміна геометрії та поліпшення одного показника може призвести до погіршення іншого, сумуючи ці показники отримаємо гіршу лопатеву систему. Щоб цього не трапилось, орієнтуватися будемо на локальний коефіцієнт кавітації σ_{loc} (табл. 1).

Виходячи з представлених даних (табл. 1), можемо зробити висновок, що мають місце високі профільні втрати. Для зменшення цього виду втрат, одним з варіантів є скорочення профілю лопаті. Це можливо завдяки зменшенню куту обхвату лопаті. Зменшимо кут обхвату з $\chi = 50^\circ$ до $\chi = 45^\circ$ (варіант 2). Таким чином доб'ємося зменшення цього виду втрат (табл. 2).

Виходячи з даних, приведених в табл. 2, можливо зробити висновок, що перехід до нового куту обхвату від $\chi = 50^\circ$ до $\chi = 45^\circ$, забезпечив зменшення профільних втрат.

Прогнозна універсальна характеристика, а також графіки втрат другого варіанту зображені на (рис. 5, 6).

Аналіз даних, наведений у таблицях, показує про завищені величини циркуляційних втрат у периферійній частині лопаті.

Нижче приводяться результати розрахунку характеристик для нового закону (рис. 2) розподілу

Таблиця 1 – Дані розрахунку обтікання лопатеві системи на параметри $Q'_{lopt} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$, $n'_{lopt} = 66,1 \text{ хв}^{-1}$, $\beta_{1g} = 67^\circ$ (варіант 1)

Лінія току	χ	β_{2g}	$r \cdot V_{u2}$	σ_{loc}	h_{sw}	h_{prof}	h_{shock}	Σh
a-a	50	14,72	-0,239	-0,084	1,509	5,938	0	7,447
b-b	50	16,13	-0,123	-0,07	0,469	3,931	0	4,4
c-c	50	17,94	-0,064	-0,066	0,149	2,832	0	2,981
d-d	50	20,12	-0,033	-0,065	0,049	2,201	0,019	2,269
e-e	50	22,51	-0,037	-0,071	0,075	1,873	0	1,948
f-f	50	25,18	-0,027	-0,072	0,031	1,564	0	1,609
g-g	50	28,14	-0,021	-0,075	0,039	1,393	0,034	1,465
Середні сумарні втрати лопатеві системи $\Sigma h/i$:								3,534

Таблиця 2 – Дані розрахунку обтікання лопатеві системи на параметри $Q'_{lopt} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$, $n'_{lopt} = 66,1 \text{ хв}^{-1}$, $\beta_{1g} = 67^\circ$ (варіант 2)

Лінія току	χ	β_{2g}	$r \cdot V_{u2}$	σ_{loc}	h_{sw}	h_{prof}	h_{shock}	Σh
a-a	45	14,72	-0,081	-0,072	0,175	3,656	0	3,832
b-b	45	16,13	-0,007	-0,069	0,002	2,553	0	2,554
c-c	45	17,94	0,023	-0,069	0,019	1,929	0,007	1,954
d-d	45	20,12	0,033	-0,071	0,048	1,557	0,056	1,661
e-e	45	22,51	0,036	-0,072	0,068	1,3	0,124	1,492
f-f	45	25,18	0,033	-0,072	0,074	1,13	0,195	1,399
g-g	45	28,14	0,021	-0,074	0,037	1,041	0,25	1,327
Середні сумарні втрати лопатеві системи $\Sigma h/i$:								2,031

Таблиця 3 – Дані розрахунку обтікання лопатеві системи на параметри $Q'_{lopt} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$, $n'_{lopt} = 67,2 \text{ хв}^{-1}$, $\beta_{1g} = 67^\circ$ (варіант 3)

Лінія току	χ	β_{2g}	$r \cdot V_{u2}$	σ_{loc}	h_{sw}	h_{prof}	h_{shock}	Σh
a-a	45	18	0,034	-0,053	0,03	3,633	0	3,663
b-b	45	18	0,059	-0,061	0,009	2,525	0	2,534
c-c	45	19	0,063	-0,066	0,019	1,913	0,038	1,97
d-d	45	20,5	0,055	-0,071	0,048	1,557	0,056	1,661
e-e	45	22,51	0,047	-0,073	0,068	1,3	0,124	1,492
f-f	45	25,18	0,043	-0,073	0,074	1,13	0,195	1,399
g-g	45	28,14	0,028	-0,075	0,037	1,041	0,25	1,327
Середні сумарні втрати лопатеві системи $\Sigma h/i$:								2,006

геометричних кутів вздовж лопаті РК.

Дані про величини циркуляційних втрат, а також значеннях локальних коефіцієнтів кавітації варіанту 3 приведені у табл. 3.

Приведені графіки (рис. 7) показують деяке покращення енергетичних характеристик кінцевих варіантів у порівнянні з початковими для кожного з розглянутих прототипів. Це було досягнуто без погіршення кавітаційних якостей лопатеві системи.

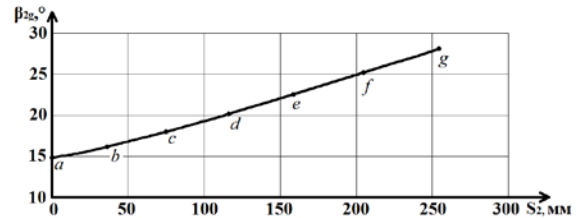


Рис. 1. Закон розподілу вихідних геометричних кутів

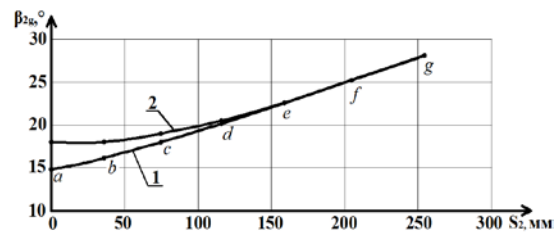


Рис. 2. Закон розподілу вихідних геометричних кутів: 1 – початковий закон розподілу β_{2g} ; 2 – новий закон розподілу β_{2g}

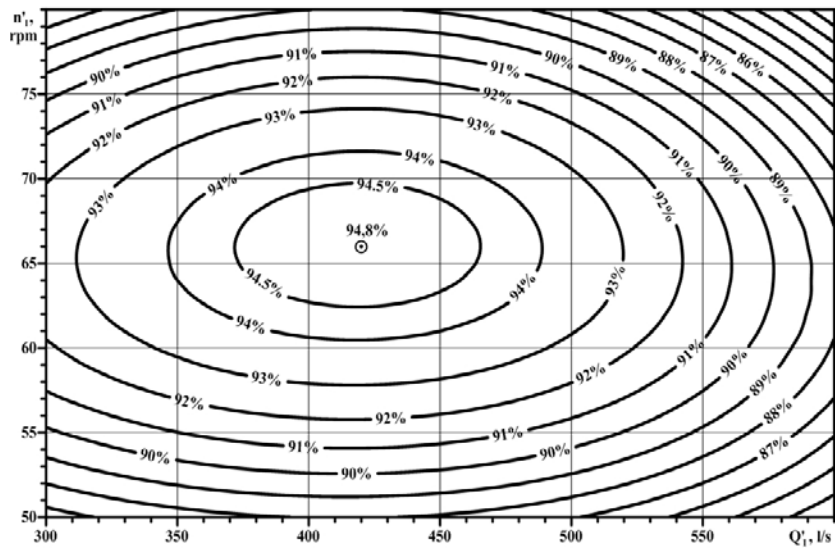


Рис. 3. Прогнозна універсальна характеристика (варіант 1)

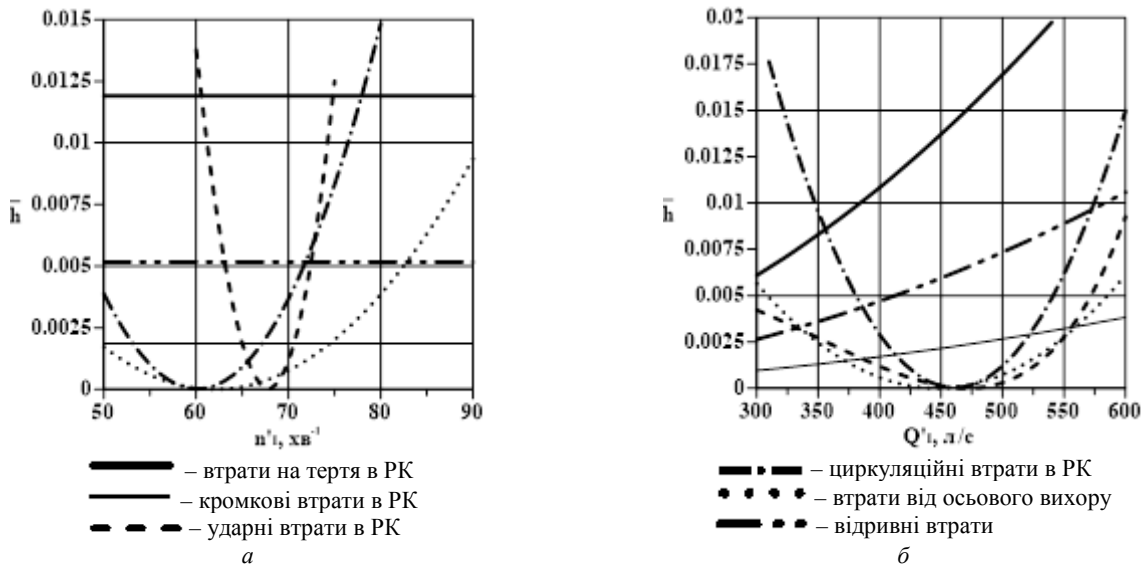


Рис. 4. Втрати у ГТ (варіант 1):
 а – втрати при розрізі $Q'_{opt} = const$; б – втрати при розрізі $n'_{opt} = const$

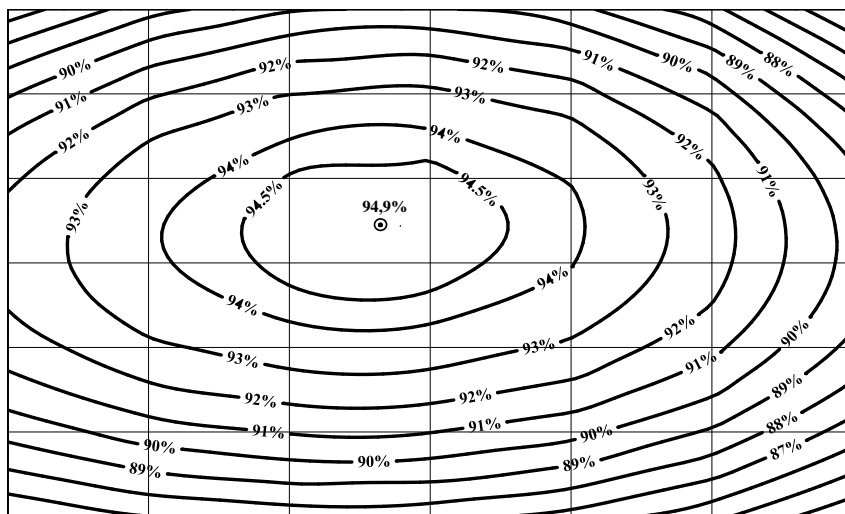


Рис. 5. Прогнозна універсальна характеристика (варіант 2)

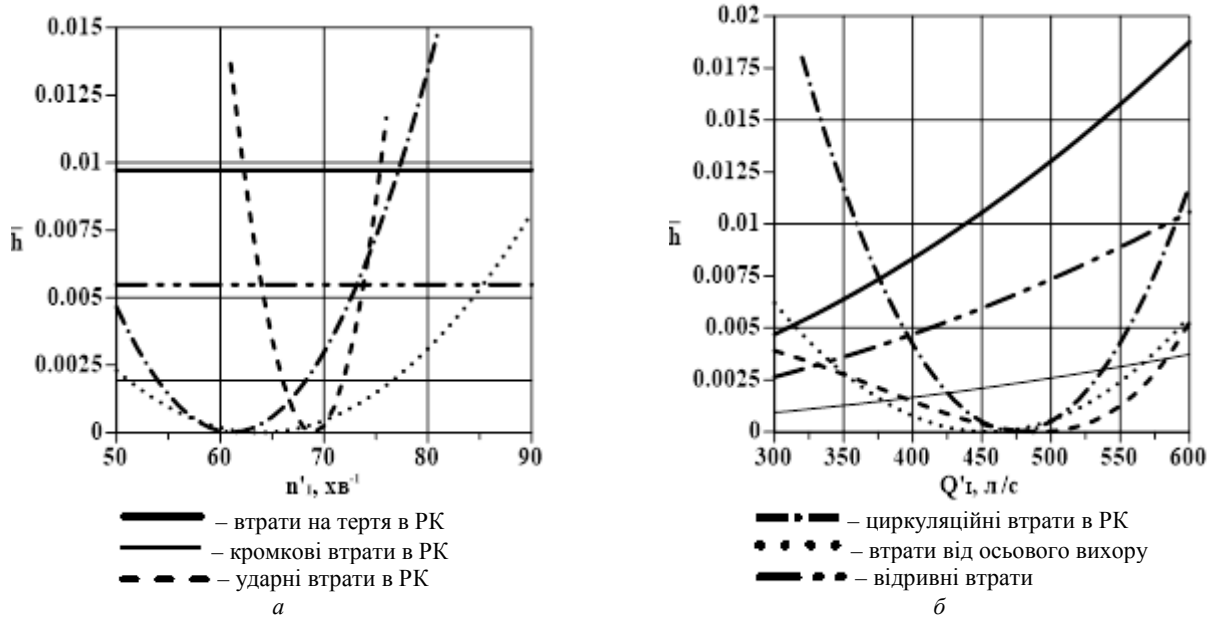


Рис. 6. Втрати у ГТ (варіант 2):
 а – втрати при розрізі $Q'_{\text{лорі}} = \text{const}$; б – втрати при розрізі $n'_{\text{лорі}} = \text{const}$

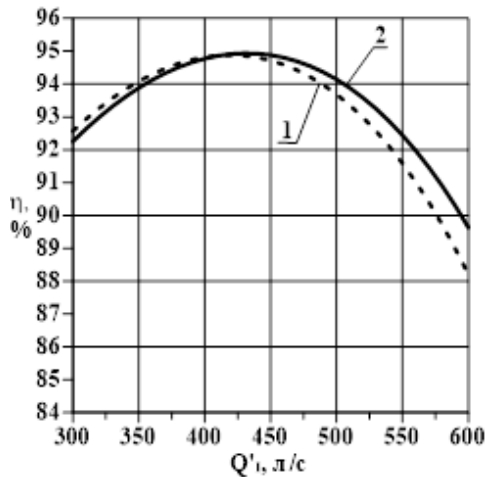


Рис. 7. Перетини універсальної характеристики при $n'_{\text{лорі}} = \text{const}$:

1 – початковий варіант; 2 – кінцевий варіант

Висновки. 1. Точність розрахункової оцінки ККД безпосередньо пов'язана зі ступенем адекватності моделі втрат, що відображає дійсний характер їхньої зміни залежно від геометричних та режимних параметрів. З більшим ступенем точності (порівняно з величинами ККД) визначаються параметри оптимального режиму.

2. При виборі закону зміни входних та вихідних геометричних кутів лопаті повинні забезпечуватись кінематичні умови на вході та виході з робочого колеса:

- осереднений кут атаки $\Delta\beta_1 \approx 8-12^\circ$,
- кут закрутки потоку за робочим колесом $\tilde{\alpha}_2 \approx 81-82^\circ$.

3. Зменшення втрат на заданому режимі може бути досягнуто за рахунок мінімізації ударних і циркуляційних втрат на лопатях робочого колеса, зменшення кромкових втрат можна досягти за

рахунок зменшення товщини вихідних кромок.

4. Зменшення втрат тертя в лопатевій системі суттєво обмежується необхідним завданням входних та вихідних кутів лопаті.

Список літератури

1. Кольчев В. А. Моделирование кинематических характеристик проточной части гидротурбины. *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. Харьков: ХГПУ, 1998. Вып. 21. С. 42–47.
2. Барлит В. В. *Современные гидродинамические методы расчета лопастных систем и САПР гидромашин: учебн. пособ.* Киев: УМК МО Украины, 1992. 180 с.
3. Nagafuje T. Study of Performance Prediction of Francis Turbines. *Proc. of the 13th Symposium of IAHR*. Montreal, 1986. P. 47–54.
4. Кольчев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. Применение методов оптимизации для расчета параметров оптимального режима гидротурбины. *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. Харьков: ХГПУ, 1997. Вып. 8. С. 93–100.
5. Кольчев В. А. *Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашиннах*. Киев: ИСИО, 1995. 272 с.
6. Барлит В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
7. Барлит В. В. Параметры потока на входе и выходе из рабочих колес радиально-осевых гидротурбин различной быстроходности. *Гидравлические машины*. 1992. Вып. 26. С. 19–28.
8. Кольчев В. А., Тыньянова И. И., Миронов К. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. Т. 43, № 1/6. С. 27–38.
9. Кольчев В. А., Дранковский В. Э., Цехмистро Л. Н. Расчет гидродинамических параметров пространственной решетки рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. Харьков: ХГПУ, 2000. Вып. 111. С. 7–20.
10. Кольчев В. А., Тыньянова И. И., Миронов К. А. Применение безразмерных параметров для анализа энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2008. Т. 4, № 5. С. 49–57.
11. Кольчев В. А. Построение математической модели рабочего колеса гидротурбины. *Гидравлические машины*. 1992. С. 3–19.

12. Топаж Г. И. *Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин: учебн. пособ.* Ленинград: Ленинградский ун-т, 1989. 208 с.
13. Рєзва К. С., Тиньянова І. І., Косоруков О. В. Застосування методу осереднених безрозмірних параметрів для визначення оптимального режиму роботи високонапірної оборотної гідромашини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI", 2019. No. 2. P. 82–88.
14. Кольчев В. А., Тиньянова І. І. Приближенный метод расчета кинематических параметров потока в проточной части радиально-осевой гидротурбины. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування.* Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1. С. 58–68.
15. Лобарева І. Ф., Скороспелов В. А., Турук П. А., Черный С. Г., Чирков Д. В. Об одном подходе к оптимизации формы лопасти гидротурбины. *Вычислительные технологии.* 2005. Т. 10, № 6. С. 52–73.

References (transliterated)

1. Kolychev V. A. Modelirovanie kinematicallykh kharakteristik protочноy chasti gidroturbiny [Modeling of kinematic characteristics of hydraulic turbine flow space]. *Vestnik Khar'kovskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kharkov State Polytechnic University]. Kharkov, KhGPU Publ., 1998, issue 21, pp. 42–47.
2. Barlit V. V. *Sovremennye gidrodinamicheskie metody rascheta lopastnykh sistem i SAPR gidromashin* [Modern hydrodynamic methods of calculation of blade systems and CAD of hydraulic machines]. Kiev, UMK MO Ukrainy Publ., 1992. 180 p.
3. Nagafuje T. Study of Performance Prediction of Francis Turbines. *Proc. of the 13th Symposium of JAHR.* Montreal, 1986, pp. 47–54.
4. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. Primenenie metodov optimizatsii dlya rascheta parametrov optimal'nogo rezhima gidroturbiny [Application of optimization methods to calculate the parameters of the optimum hydraulic turbine mode]. *Vestnik Khar'kovskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kharkov State Polytechnic University]. Kharkov, KhGPU Publ., 1997, issue 8, pp. 93–100.
5. Kolychev V. A. *Kinematicheskie kharakteristiki potoka v lopastnykh gidromashinakh* [Kinematic characteristics of flow in blade hydraulic machines]. Kiev, ISIO Publ., 1995. 272 p.
6. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Jakovleva L. K. *Raschet i proektirovanie protочноy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego protsessa* [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 216 p.
7. Barlit V. V. Parametry potoka na vkhode i vykhode iz rabochikh koles radial'no-osevykh gidroturbin razlichnoy bystrokhodnosti [Flow parameters at the inlet and outlet of the runners of Francis turbines of different speeds]. *Gidravlicheskie mashiny.* 1992, issue 26, pp. 19–28.
8. Kolychev V. A., Tyn'janova I. I., Mironov K. A. Modelirovanie energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na nachal'nom etape proektirovaniya [Modeling the energy characteristics of hydroturbines at the initial design stage]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy.* 2010, vol. 43, no. 1/6, pp. 27–38.
9. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Tsekhmistro L. N. Raschet gidrodinamicheskikh parametrov prostranstvennoy reshetki rabocheho kolesa radial'no-osevoy gidroturbiny [Calculation of hydrodynamic parameters of the spatial lattice of the runners Francis turbine]. *Vestnik Khar'kovskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kharkov State Polytechnic University]. Kharkov, KhGPU Publ., 2000, issue 111, pp. 7–20.
10. Kolychev V. A., Tyn'yanova I. I., Mironov K. A. Primenenie bezrazmernykh parametrov dlya analiza energeticheskikh kharakteristik radial'no-osevykh gidroturbin [The use of dimensionless parameters for the analysis of energy characteristics of radial-axial hydraulic turbines]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy.* 2008, vol. 4, no. 5, pp. 49–57.
11. Kolychev V. A. Postroenie matematicheskoy modeli rabocheho protsessa gidroturbiny [Construction of a mathematical model of the hydraulic turbine operating web]. *Gidravlicheskie mashiny.* 1992, pp. 3–19.
12. Topazh G. I. *Raschet integral'nykh gidravlicheskikh pokazatelej gidromashin* [Calculation of integral hydraulic indicators of hydraulic machines]. Leningrad, Leningradskiy un-t Publ., 1989. 208 p.
13. Ryezva K. S., Tyn'yanova I. I., Kosorukov O. V. Zastosuvannya metodu oserednennykh bezrozmirnykh parametrov dlya vyznachenniya optimal'noho rezhymu roboty vysokonapirnoyi obrotnoyi hidromashyny [Application of the method of averaged dimensionless parameters for determining the optimal mode of operation of a high-head rotating hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 82–88.
14. Kolychev V. A., Tyn'yanova I. I. Priblizhennyi metod rascheta kinematicallykh parametrov potoka v protочноy chasti radial'no-osevoy gidroturbiny [Approximate method of calculating the kinematic parameters of the flow in the flow part of the radial-axial hydraulic turbine]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsessy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1, pp. 58–68.
15. Lobareva I. F., Skorospelov V. A., Turuk P. A., Chernyy S. G., Chirkov D. V. Ob odnom podkhode k optimizatsii formy lopasti gidroturbiny [On one approach to optimizing the shape of a hydraulic turbine blade]. *Vychislitel'nye tekhnologii.* 2005, vol. 10, no. 6, pp. 52–73.

Надійшла (received) 17.11.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович (Миронов Константин Анатольевич, Mironov Konstantin) – 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 (Дмитриенко Ольга Вячеславовна, 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

Миронов Вадим Костянтинович (Миронов Вадим Константинович, Mironov Vadym) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Технологія жирів і продуктів бродіння»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9353-1449>; e-mail: vadiki1200@gmail.com