

СУТНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС

© Глянько В.С.

Сумський державний університет

Інформація про авторів:

Глянько Валерій Сергійович (Hlyanko Valeriy): ORCID: 0009-0005-7282-322X; email: v.hlyanko@pgr.sumdu.edu.ua, Сумський державний університет Сумський державний університет, аспірант кафедри прикладної гідроаеромеханіки, вул. Харківська 116, м. Суми, 40007, Україна.

У статті розглянуто принцип роботи відцентрового насоса та наведено перелік необхідних фітінгів для його ефективної експлуатації. Для опису функціонування відцентрового насоса запропоновано математичне рівняння, яке дозволяє визначити теоретичний напір насоса залежно від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо. Найбільш поширеними двигунами, що використовуються для приводу відцентрових насосів, є асинхронні електродвигуни. Зазначено, що ключовою особливістю відцентрового насоса є наявність ротора — обертового валу з закріпленими на ньому різноманітними деталями. Під час роботи на ротор діють гармонічні збудження у вигляді сил і моментів інерції неврівноважених мас, які спричиняють його вимушені коливання. Загальна математична модель для підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса описує рух суцільної в'язкої рідини за допомогою рівняння Нав'є-Стокса. Наведено вирази, які враховують місцеві втрати на вході та виході ущільнень для збільшення швидкості обертання ротора. Для підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса використовувалися двовимірні балкові елементи типу ВЕАМ 188, а для моделювання ущільнень-опор використовувався комбінований елемент типу СОМВІ 214. У випадку спрощеного розрахунку швидкості обертання ротора пряма жорсткість ущільнення-опори визначалася з залежності для короткого шпаринного ущільнення. Аналіз амплітудно-частотних характеристик показує, що перехресні жорсткості та прямі і перехресні демпфірування суттєво впливають на збільшення швидкості обертання ротора. Встановлено, що гідродинамічні моменти стають важливим фактором, який впливає на динамічні властивості ротора відцентрового насоса у випадку його сумісних радіально-кутових коливань в шпаринних ущільненнях проточної частини ротора.

Ключові слова: відцентровий насос, ротор, регулювання швидкості обертання, гідродинамічні процеси, рівняння Нав'є-Стокса, ущільнення ротора.

Hlyanko V.S. “The essence of the problem of increasing the rotation speed of the centrifugal pump rotor and its influence on the operating process.”

The article examines the operating principle of a centrifugal pump and provides a list of necessary fittings for its effective operation. A mathematical equation is proposed to describe operation of the centrifugal pump that allows to determinate the pump's theoretical head based on the kinematic parameters of the fluid flow through the pump's impeller. The most common motors used to drive centrifugal pumps are asynchronous electric motors. It is noted that a key feature of the centrifugal pump is the presence of a rotor - a rotating shaft with various attached components. During operation, the rotor is subjected to harmonic excitations in the form of forces and moments of inertia from unbalanced masses, which cause its forced vibrations. The general mathematical model for increasing

the rotational speed of the centrifugal pump rotor describes the motion of a continuous viscous fluid using the Navier-Stokes equation. Expressions are provided that take into account local losses at the inlet and outlet of the seals to increase the rotor's rotational speed. To enhance the rotational speed of the centrifugal pump rotor, two-dimensional beam elements of type BEAM 188 were used. For modeling the seal-supports, a combined element of type COMBI 214 was utilized. In the case of a simplified calculation of the rotor's rotational speed, the direct stiffness of the seal-support was determined based on the dependence for a short clearance seal. The analysis of amplitude-frequency characteristics shows that cross stiffnesses as well as both direct and cross damping significantly affect the increase in the rotor's rotational speed. It has been established that hydrodynamic moments become a significant factor influencing the dynamic properties of the centrifugal pump rotor when it undergoes combined radial-angular oscillations in the clearance seals of the rotor's flow path.

Keywords: centrifugal pump, rotor, rotation speed control, hydrodynamic processes, Navier-Stokes equations, rotor sealing.

Вступ. Відцентрові насоси мають такі основні компоненти: спіральний корпус і робоче колесо, яке встановлене всередині корпусу і закріплене на валу за допомогою шпонки. Вал обертається в підшипниках. Для герметизації отвору, через який вал проходить крізь корпус, використовуються сальники. Рідина потрапляє в корпус насоса через всмоктувальний патрубок і надходить до центру робочого колеса, яке обертається. Під впливом лопатей рідина обертається і відкидається від центру колеса до периферії, а потім потрапляє в спіральну частину корпусу (у спіральних насосах) і переміщується по напірному трубопроводу через нагнітальний патрубок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження проблеми підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса були проведені такими науковцями, як Кондратенко В. Г. [6], Беда О. І. [2], Матус О. В. [7]. У попередніх роботах оптимізація параметрів відцентрових насосів здійснювалася шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів у розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [13-15].

У роботі [1] аналізуються особливості робочого процесу заглибного відцентрового насоса з електроприводом при перекачуванні газорідних сумішей. Надано рекомендації щодо вибору типу розрахункової сітки і параметрів турбулентності. Отримані залежності втрат напору при наявності у перекачуваній рідині.

Васильченко Д. Р. модернізував відцентровий насос на основі машини-аналога насоса ЗКО 32-150, проектуючи робоче колесо з використанням емпіричних формул. Основними перевагами нової гідромашини є зменшення загальних габаритів насоса в осьовому напрямку завдяки зменшенню кількості ступенів з 3 до 2 (вилучення одного робочого колеса та направляючого апарату) та скорочення довжини валу [4].

Мошенцев Ю. Л. розробив розрахунок модернізації відцентрового насоса для системи побутового водопостачання. На підставі розрахунків визначені основні конструктивні розміри насоса з можливими незначними відхиленнями, які не впливають на проведення компоновочного конструювання [8]. Проектований відцентровий насос має витрату рідини $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ і здатен всмоктувати з висоти 5,3 м. ККД насоса $\eta = 0,73$.

Характеристика радіальної сили відвідного відцентрового насоса представлена у роботах [3, 7]. Оптимізація вібраційних параметрів відцентрових насосів здійснюється шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів у розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [5].

Розрахункові та експериментальні дані, що визначають величини та напрями сил, докладно викладені в роботах [9-11].

Філіпович Ю. Ю. вивчав тривалість заповнення відцентрового насоса в автоматизованій насосній станції за допомогою вакуумної системи, враховуючи поздовжній профіль всмоктувального трубопроводу. Він також досліджував, як параметри вакуумної установки впливають на її роботу [12].

Алгоритми керування, засновані на концепції зворотних задач динаміки та мінімізації локальних функціоналів миттєвих значень енергій, забезпечують стійкість до параметричних збурень і стабілізують динамічні та статичні характеристики електропривода [16].

Постановка проблеми. Опукла форма лопатей ротора відцентрового насоса забезпечує сильніший напір рідини та покращене нагнітання, при цьому робоче колесо обертається в напрямку нагнітання опуклою стороною лопатей. Відцентровий насос має бути оснащений такими фітінгами та пристроями: приймальний зворотний клапан із сіткою для утримання в корпусі, засувка на всмоктувальному патрубку, розташована біля насоса, вакуумметр для вимірювання вакууму на всмоктувальній стороні, кран для випуску повітря під час заповнення, зворотний клапан на напірному трубопроводі, засувка на напірному трубопроводі, манометр на напірному патрубку для вимірювання тиску, створеного насосом, запобіжний клапан (не показаний) на напірній трубі, та пристрій для відсікання насоса.

Наразі проблема підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса висвітлена недостатньо, оскільки при модернізації насоса значну увагу приділяють його проточній частині, ігноруючи перехресні жорсткості та пряме і перехресне демпфірування, які значно впливають на підвищення швидкості обертання ротора. Це дослідження присвячене аналізу шляхів підвищення швидкості обертання ротора насоса з урахуванням зазначених аспектів.

Виклад основного матеріалу. Головне рівняння відцентрового насоса дозволяє визначити теоретичний напір насоса в залежності від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо насоса. При його похідному вважається, що рух рідини відбувається без гідравлічних втрат (тобто рідина ідеальна) і рух рідини є струменевим. Відцентрові насоси мають стабільну продуктивність, забезпечуючи постійну ефективність та можливість роботи з високою швидкістю обертання, що дозволяє зменшити їхні конструктивні розміри. Це також сприяє використанню прямого приводу насосів від електродвигунів. Найпоширенішими двигунами для приводу відцентрових насосів є асинхронні електричні двигуни [17].

Основною відмінністю відцентрового насосу є наявність ротора – обертового вала з закріпленими на ньому різного типу деталями. Під час роботи на ротор діють гармонійні збудження у вигляді сил та моментів інерції неврівноважених мас, що призводить до його вимушених коливань.

Отже, коливання ротора є необхідною складовою роботи таких машин незалежно від їхніх розмірів і умов роботи, визначаючи вібраційний стан машини. Сучасні технології потребують одночасного збільшення тиску та подачі різних рідин та газів. У відцентрових машинах ці параметри досягаються, головним чином, за рахунок збільшення частоти обертання роторів, що призводить до зменшення їхніх габаритних та масових характеристик, що особливо важливо для турбонасосних агрегатів (ТНА) ракетних двигунів. Однак зі зростанням частоти обертання виникає проблема вібраційної надійності машини.

Вібраційний стан швидкісного відцентрового насосу в значній мірі визначається гідродинамічними процесами, які відбуваються в заповнених рідиною під тиском кільцевих зазорах між обертовими та нерухомими елементами проточної частини (шпаринних ущільненнях). Залежно від конструкції та умов роботи ущільнення можуть як зменшувати віброактивність ротора, так і, навпаки, спричиняти його динамічну нестійкість. Це підкреслює необхідність подальшого дослідження гідродинамічних процесів у шпаринних

ущільненнях при спіральному русі рідини в шпарині (модель шпаринного ущільнення довільної довжини) з метою уточнення їх якісного і кількісного впливу на динамічні характеристики ротора відцентрового насоса [5].

Загальна математична модель для збільшення швидкості обертання ротора відцентрового насоса описується рівнянням Нав'є-Стокса для руху суцільної в'язкої рідини. У випадку турбулентного потоку використовують рівняння Нав'є-Стокса, які усереднюються по Рейнольдсу. Розглядається задача потоку рідини в гладкій шпарині під дією заданого перепаду тиску Δp . Ротор зміщений відносно осі втулки на величину ексцентриситету e і виконує прецесійний рух з частотою Ω , де власна частота обертання ротора - ω .

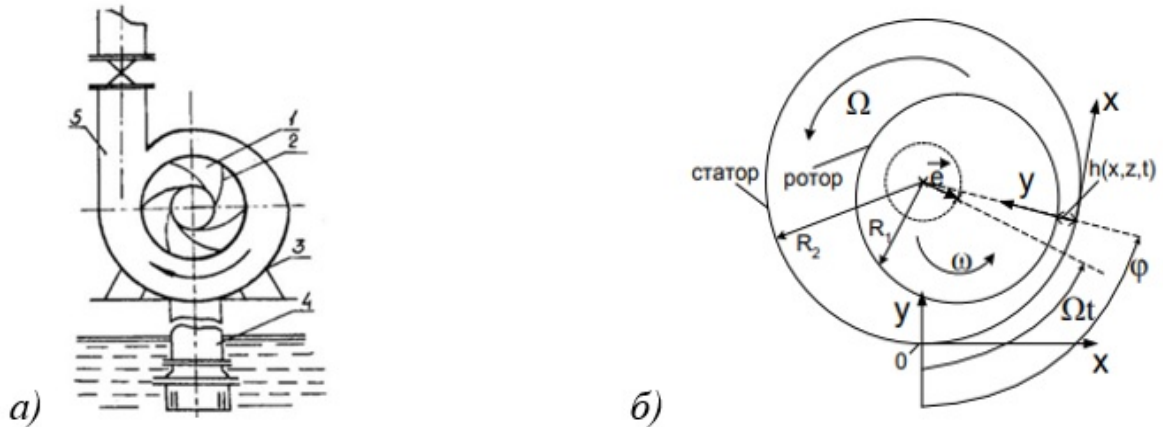


Рис. 1 – Схема відцентрового насоса – а) та прецесійного руху ротора у шпаринному ущільненні – б)

1 – колесо; 2 – лопатки; 3 – опора; 4 – підвод; 5 – відведення

Зазор ущільнення h знаходиться на площині ($x = \varphi - R_2$). Зазор шпаринного ущільнення значно менший за його радіус, тому вплив кривизни можна вважати незначним. Функцію зазору, а також функції x -их і y -их компонент швидкості на стінці ротора можна представити в наступній формі:

$$h = R_2 - R_1 - e \cdot \cos(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \quad v_x = R_1 \omega + e \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \quad v_y = e \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega t - \frac{x}{R_2})$$

Рівняння Нав'є-Стокса, які усереднені по Рейнольдсу, після оцінки порядку членів, мають вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial}{\partial y} \overline{u'v'}; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} = 0; \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial}{\partial y} \overline{w'v'}. \end{array} \right.$$

Одержана система рівнянь доповнюється рівнянням нерозривності:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0;$$

Рівняння Рейнольдса та рівняння нерозривності усереднюються по зазору ущільнення і переходять до розв'язання двовимірної задачі, використовуючи усереднені швидкості і тиск по зазору. Для усереднення конвективних членів рівнянь по зазору необхідно використовувати гіпотезу про профіль швидкості. Функція профілю окружної швидкості складається з напірної і зсувної компонент, тоді як профіль осьової швидкості обумовлений лише напірною компонентою:

$$0 \leq y' \leq \frac{h}{2} \quad u = u_{p\max} \left[4 \frac{y'}{h} \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m + 0.5v_x \cdot \left[2 \frac{y'}{h} \right]^m; \quad \frac{h}{2} \leq y' \leq h \quad u = u_{p\max} \left[4 \frac{y'}{h} \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m + v_x - 0.5v_x \cdot \left[2 \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m;$$

$$u_{p\max} = u_p \left(y' = \frac{h}{2} \right); \quad w = w_{\max} \left[4 \frac{y'}{h} \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m; \quad w_{\max} = w \left(y' = \frac{h}{2} \right).$$

З урахуванням цього, усереднені по зазору квадрати швидкостей можна представити у вигляді:

$$I_{xx} = \frac{1}{h} \int_0^h u^2 dy = a_1 \cdot \bar{u}_p^{-2} + b_1 \cdot \bar{u}_p \cdot v_x + c_1 \cdot v_x^2 \quad I_{xz} = \frac{1}{h} \int_0^h u \cdot w \cdot dy = a_1 \cdot \bar{u}_p \cdot \bar{w} + d_1 \cdot v_x \cdot \bar{w}$$

$$I_{zz} = \frac{1}{h} \int_0^h w^2 dy = a_1 \cdot \bar{w}^2$$

Рівняння Рейнольдса і рівняння нерозривності, усереднені по зазору ущільнення ротора відцентрового насосу, представлені наступними формулами:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (a_1 \cdot \bar{u}_p^{-2} + b_1 \cdot \bar{u}_p \cdot \kappa \cdot v_x + c_1 \cdot \kappa^2 \cdot v_x^2) + \frac{v_x \cdot v_y}{h} + \frac{\partial}{\partial z} (a_1 \cdot \bar{u}_p \cdot \bar{w} + d_1 \cdot \bar{w} \cdot \kappa \cdot v_x) \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \frac{\mu \cdot k_x}{h^2} \cdot \bar{u}_p \cdot \text{Sign} \Phi$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (a_1 \cdot \bar{w}^2) + \frac{\partial}{\partial x} (a_1 \cdot \bar{u}_p \cdot \bar{w} + d_1 \cdot \bar{w} \cdot \kappa \cdot v_x) \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} - \frac{\mu \cdot k_z}{h^2} \cdot \bar{w}$$

$$h \frac{\partial \bar{u}_p}{\partial x} + u_p \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + w \frac{\partial h}{\partial z} = -u_c \frac{\partial h}{\partial x} + v_x \frac{\partial h}{\partial x} - v_y$$

де \bar{u}_c – окружна зсувна швидкість осереднена по зазору (вважається, що $\bar{u}_c = 0.5 \cdot \omega \cdot R_1$); \bar{u}_p – окружна напірна швидкість осереднена по зазору; \bar{w} – осьова напірна швидкість осереднена по зазору; v_x, v_y – x -а і y -а компоненти швидкості на стінці ротора; \bar{p} – тиск усереднений по зазору; k_x, k_z – модифіковані коефіцієнти опору тертя.

Вирази, що використовуються для урахування місцевих втрат на вході і виході ущільнення для збільшення швидкості обертання ротора відцентрового насосу, можуть бути представлені наступними формулами:

$$z = 0: P_1 = p_{\text{вх}} + \rho \frac{\zeta_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2}{2}$$

На вході в ущільнення

$$z = l: P_2 = p_{\text{вих}} + \rho \frac{\zeta_{\text{вих}} w_{\text{вих}}^2}{2}$$

На виході з ущільнення

де $p_{вх}$ – тиск усередині ущільнення на вхідній кромці; $p_{вих}$ – тиск усередині ущільнення на вихідній кромці; P_1 – тиск в камері перед ущільненням, P_2 – тиск в камері за ущільненням.

Для аналізу динаміки ротора за допомогою методу скінченних елементів у програмному комплексі ANSYS була побудована балкова модель ротора відцентрового насоса з урахуванням жорсткісних і демпфіруючих характеристик ущільнень робочих коліс, розвантажувального диску та ущільнень-опор (рис. 2).

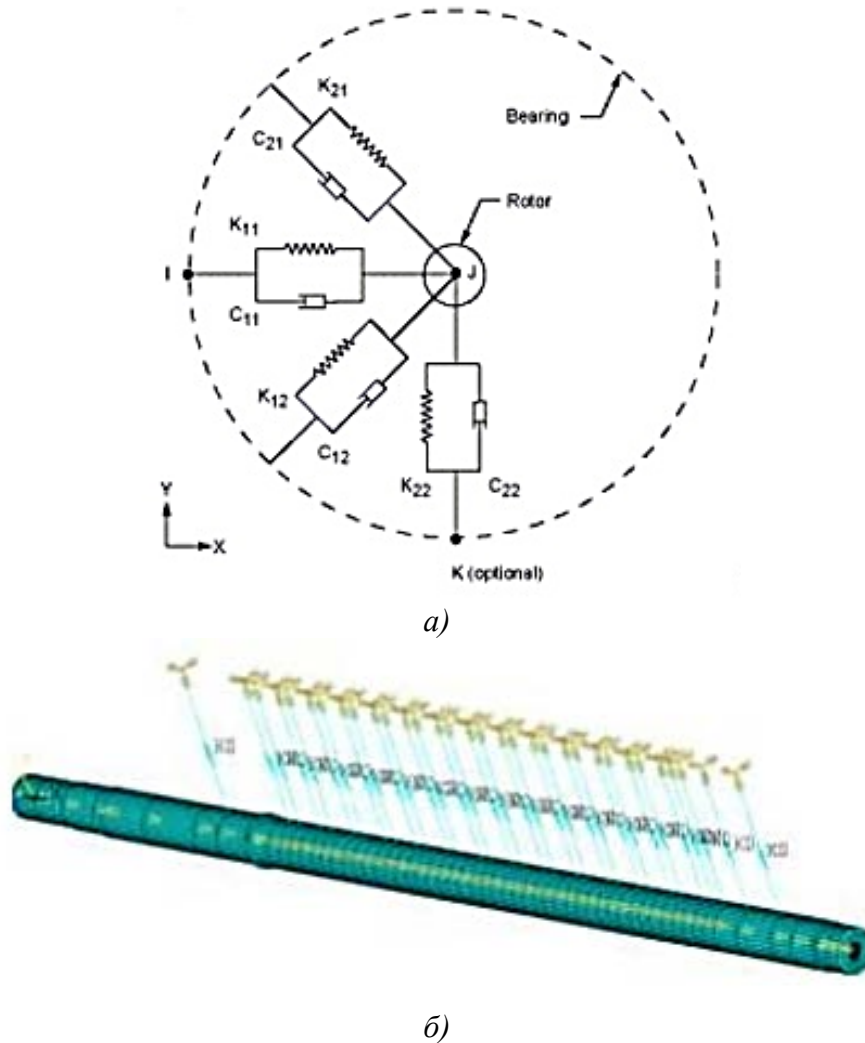


Рис. 2 – Елемент COMBI214 – а) та балкова модель ротора – б)

Для збільшення обертової швидкості ротора відцентрового насоса використовувались балкові двовимірні елементи BEAM 188. Для моделювання ущільнень-опор використовувався комбінований елемент COMBI 214, який урахує як прямі, так і поперечні жорсткості і демпфірування, що дозволило провести більш точний аналіз динаміки ротора.

Виконано статичний, модальний і гармонійний аналізи моделі ротора. Отримано величини статичного і динамічного прогинів, форми коливань і амплітудно-частотні характеристики. Це дозволяє визначити критичні швидкості коливань та синхронні орбіти точок осі ротора.

Блок-схема алгоритму розрахунку представлена на рис. 3; на рис. 4 – радіальні деформації ротора (а) та та синхронні орбіти точок осі ротора (б).

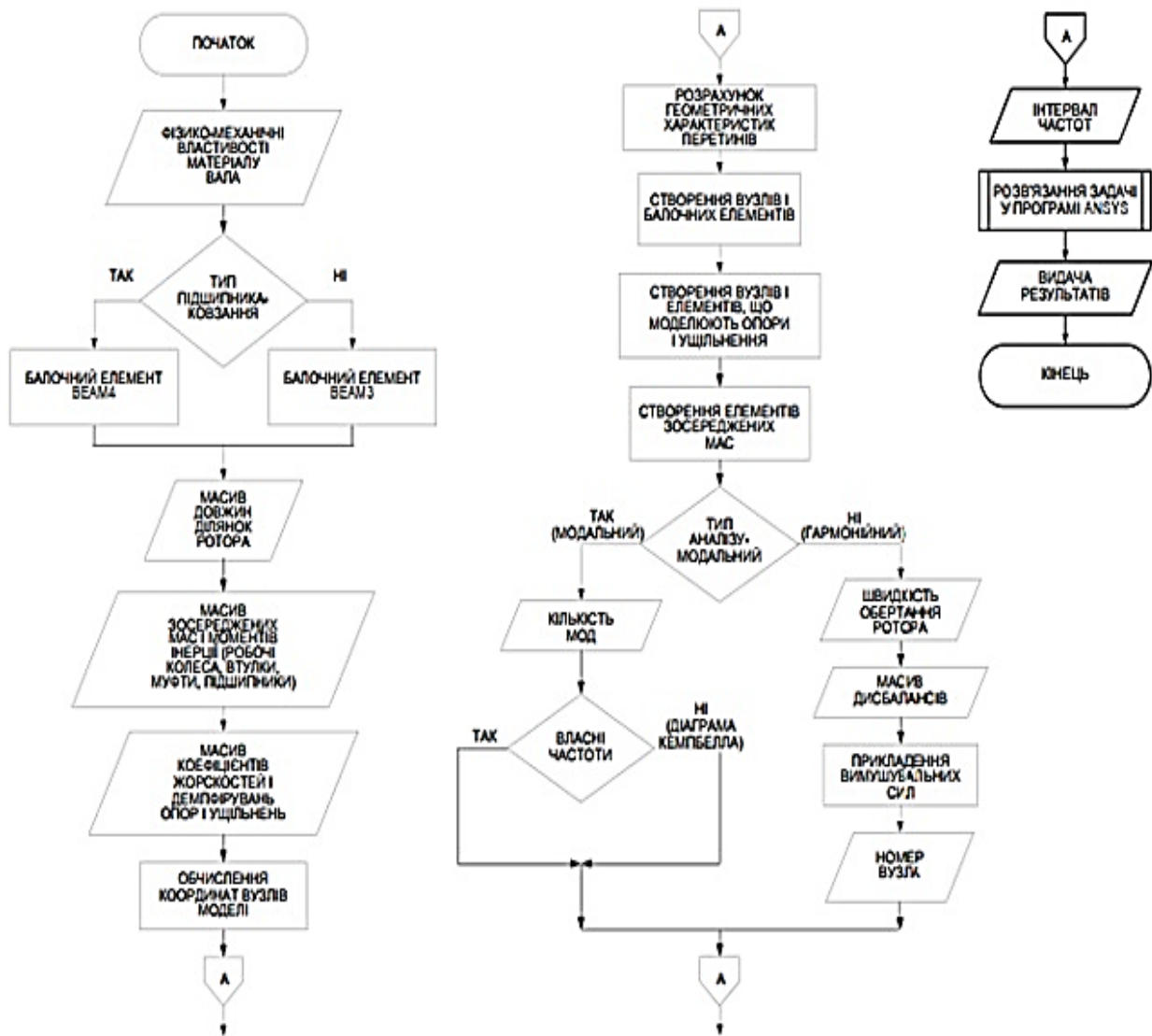


Рис. 3 – Блок-схема алгоритму розрахунку

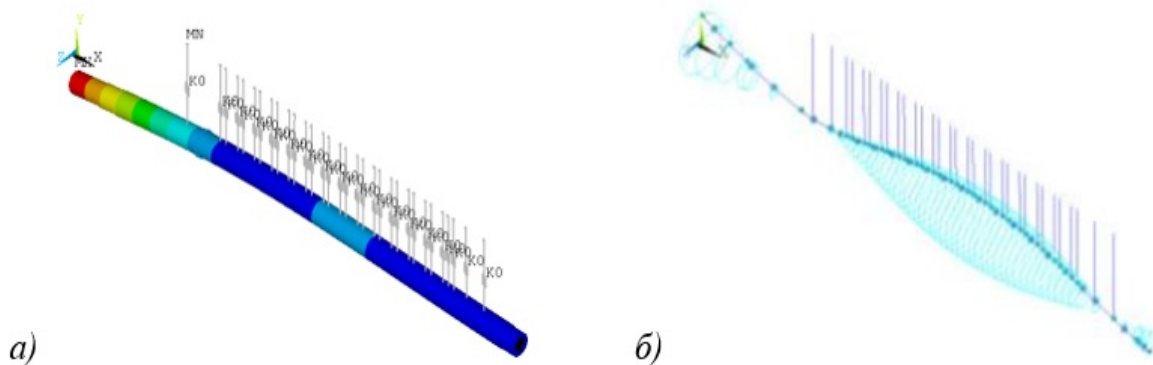


Рис. 4 – Радіальні деформації ротора – а) та синхронні орбіти точок осі ротора – б)

Була проведена серія розрахунків з метою підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса. Ці розрахунки дозволили визначити вплив прямої і перехресної жорсткості, а також прямого демпфірування ущільнень-опори на власні частоти ротора відцентрового насоса (таблиці 1–3 та рисунки 5–7).

Таблиця 1 – Власні частоти ротора в залежності від прямої жорсткості ущільнення опори

Частота	ω_1 , Гц	ω_2 , Гц	ω_3 , Гц	ω_4 , Гц
Жорсткість, H/m				
$K=5.281 \cdot 10^6$	40.101	40.101	101.22	101.22
$K=5.281 \cdot 10^5$	35.221	35.221	99.953	99.953
$K=5.281 \cdot 10^4$	34.659	34.659	99.820	99.820
$K=5.281 \cdot 10^3$	34.602	34.602	99.807	99.807

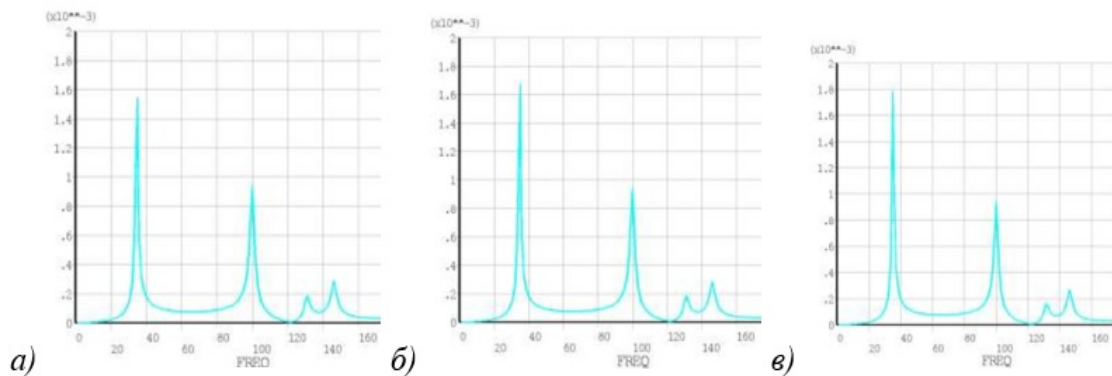


Рис. 5 – Амплітудно-частотні характеристики при різних прямих жорсткостях ущільнення-опори: а) $K=5.281 \cdot 10^3$, б) $K=5.281 \cdot 10^4$, в) $K=5.281 \cdot 10^5$

Таблиця 2 – Власні частоти ротора в залежності від перехресної жорсткості ущільнення опори

Частота	ω_1 , Гц	ω_2 , Гц	ω_3 , Гц	ω_4 , Гц
Жорсткість, H/m				
$k=2.22 \cdot 10^7$	54.579	91.099	104.55	106.60
$k=2.22 \cdot 10^6$	37.601	42.304	100.54	101.86
$k=2.22 \cdot 10^5$	39.865	40.333	101.15	101.28
$k=2.22 \cdot 10^3$	40.077	40.124	101.21	101.22

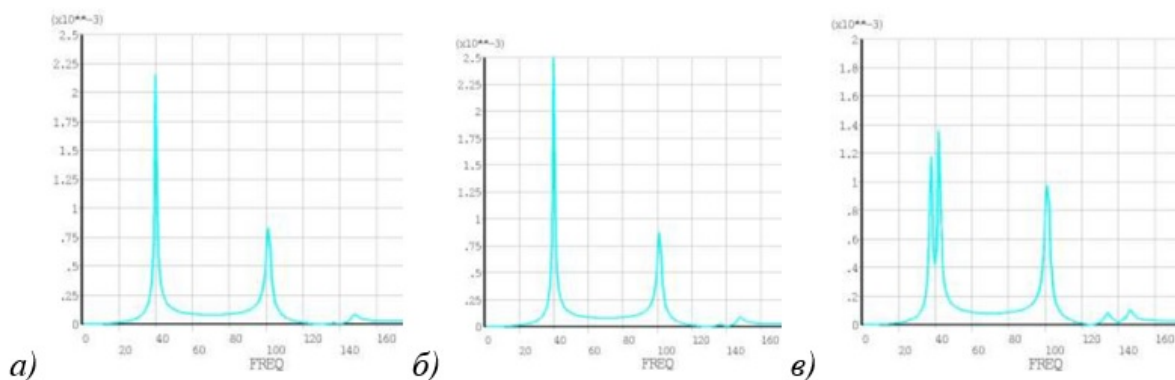


Рис. 6 – Амплітудно-частотні характеристики при різних перехресних жорсткостях ущільнення-опори: а) $k=2.22 \cdot 10^3$, б) $k=2.22 \cdot 10^5$, в) $k=2.22 \cdot 10^7$

Під час варіювання однієї змінної інші параметри залишалися незмінними і відповідали своїм розрахунковим значенням для даного ротора. У випадку спрощеного розрахунку швидкості обертання ротора відцентрового насоса пряма жорсткість ущільнення-опори визначалась за залежністю для короткого шпаринного ущільнення.

Таблиця 3 – Власні частоти ротора в залежності від прямого демпфірування ущільнення опори

Частота	ω_1 , Гц	ω_2 , Гц	ω_3 , Гц	ω_4 , Гц
Демпфірування, $H * c/m$				
$C = -1.46 \cdot 10^5$	54.579	91.099	104.55	106.60
$C = -1.46 \cdot 10^4$	54.579	91.099	104.55	106.60
$C = -1.46 \cdot 10^3$	54.579	91.099	104.55	106.60
$C = -1.46 \cdot 10^2$	54.579	91.099	104.55	106.60

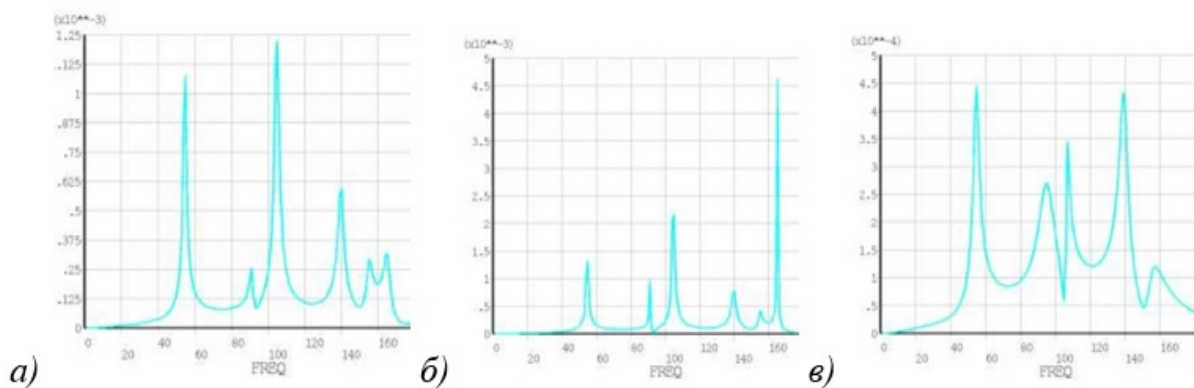


Рис. 7 – Амплітудно-частотні характеристики при різних прямих демпфіруваннях ущільнення-опори: а) $C = -1.46 \cdot 10^2$, б) $C = -1.46 \cdot 10^3$, в) $C = -1.46 \cdot 10^4$

Аналіз амплітудно-частотних характеристик підтверджує, що перехресні жорсткості та прямі і перехресні демпфірування мають значний вплив на підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса.

Висновки. Була проведена аналіз будови, переваг, недоліків та застосування відцентрових насосів. Виділено, що підвищення швидкості обертання ротора може бути досягнуте за рахунок зменшення їхніх габаритних та масових характеристик, а також застосування випуклої форми лопатей ротора. Досліджено, що гідродинамічні моменти є значущим фактором, що впливає на динамічні властивості ротора у випадку здійснення сумісних радіально-кутових коливань в шпаринних ущільненнях проточної частини ротора.

Список використаних джерел:

1. Беда О. І. Аналіз впливу пружної сили на динаміку ротора / О. І. Беда // *Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма 3-ї Всеукраїн. міжвузів. наук.-техн. конф.*, м. Суми, 22–25 квіт. 2014 р.: у 2-х ч. – Суми : СумДУ, 2014. - Ч. 1. - С. 176.
2. Беда О. І. Динамічні характеристики ротора відцентрового насоса з урахуванням особливостей гідродинамічних процесів в шпаринних ущільненнях довільної довжини : автореф. ... канд. техн. наук: 05.02.09. – Суми : СумДУ, 2015. - 20 с.
3. Васильєв С. В. Технічне обґрунтування високопродуктивного перекачування води основним пожежним автомобілем / С. В. Васильєв // *Проблеми пожежної безпеки*. – 2016. – № 39. – С. 56-62.
4. Васильченко Д. Р. Модернізація консольного насоса ЗКО 32-150 шляхом скорочення кількості ступенів / Д. Р. Васильченко, А. М. Головін, І. П. Гречка // *Праці ТДАТУ*. – 2016. – Вип. 18, т. 2. – С. 12-148. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-128-147.

5. Горовий С. О. Оціночний розрахунок гідродинамічних властивостей опорно-ущільнювальних вузлів відцентрового насосу з вільнопривідним валом / С. О. Горовий // *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія : Механізація та автоматизація виробничих процесів. – 2017. – Вип. 10. – С. 23–28.
6. Кондратенко В. Г. Деякі аспекти підвищення енергоефективності роботи шахтних відцентрових насосів / В. Г. Кондратенко // *Наукові праці ДонНТУ*. Серія: Електротехніка і енергетика. – 2020. – № 2. – С. 48–51.
7. Матус О. В. Основні несправності валу відцентрового насоса / О. В. Матус // *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь* : зб. тез 7-ї всеукр. наук.-практ. конф. (31 берез. 2021 р.). – Житомир : ЖАТК. – С. 207–208.
8. Мошенцев Ю. Л. Проектування відцентрового насосу : метод. вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2009. – 56 с.
9. Мошноріз М. Оптимізація режимів роботи насосної станції водопостачання / М. Мошноріз // *Електромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації* : Всеукраїнська наук.-техн. конф. молодих вчених і спеціалістів, 19–21 квітня 2006 р. : тези доп. – Київ, 2006. – С. 35.
10. Островерхов М. Я. Система автоматичного регулювання напору насосної установки з властивостями слабкої чутливості до параметричних збурень / М. Я. Островерхов // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Технічні науки. – 2016. – Вип. 175. – С. *.
11. Островерхов М. Я. Керування електромеханічними системами на основі мінімізації локальних функціоналів миттєвих значень енергій / М. Я. Островерхов // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – 2013. – Вип. 1. – С. 40-47.
12. Філіпович Ю. Ю. Розрахунок часу заливу водою відцентрового насоса з урахуванням поздовжнього профілю усмоктувальної труби / Ю. Ю. Філіпович // *Вісник НУВГП*. Технічні науки : зб. наук. праць. – Рівне : НУВГП, 2021. – Вип. 4(96). – С. 15-25.
13. Шевченко Н. Г. Удосконалення методики визначення характеристики відцентрового насоса при добичі нафтогазової продукції / Н. Г. Шевченко // *Промислова гідраліка і пневматика. Секція «Гідромашини і гідропневмоагрегати»* : матеріали 18-ї Міжнародної наук.-техн. конф. АС ПГП. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – С. 56.
14. Шудрик О. Л. Підвищення ефективності використання відцентрових насосів за рахунок вдосконалення математичних моделей робочого процесу : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / О. Л. Шудрик. – Харків, 2018. – С. 137-153.
15. Mathematical modeling of the working process of hydraulic machines / Drankovsky V. E., Myronov K. A., Tynyanova I. I., Rezvaya K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. - Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. – 406 p.
16. Krupa Y. Calculation of the Spatial Flow in the Francis High-Head Turbine Using the CFD Software Package / Y. Krupa // *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. – 2021. – no 2. – Pp. 87–93. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.2.13.
17. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs / Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. // *IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*. – Kharkiv, 2018. – Pp. 205–209. DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559548.

References:

1. Beda, OI 2014, 'Analiz vplyvu pruzhnoji syly na dynamiku rotora' [*Analysis of the impact of elastic force on rotor dynamics*], *Suchasni tekhnologhiji u promyslovomu vyrobnyctvi: materialy ta prohrama III Vseukrajinsjkoji mizhvuzivsjkoji naukovo-tekhnichnoji konferenciji, m. Sumy, 22–25 kvitnja 2014 r, Part 1*.
2. Beda, OI 2015, 'Dynamichni kharakterystyky rotora vidcentrovogho nasosa z urakhuvannjam osoblyvostej ghidrodynamichnykh procesiv v shparynnykh ushiljennjakh dovoljnoji dovzhyny' [*Dynamic characteristics of the centrifugal pump rotor considering the features of hydrodynamic processes in clearance seals of arbitrary length*], *Kand.tekhn.n. abstract, Sumskiy dergavniy universitet, Sumy*.
3. Vasylyjev, SV 2016, 'Tekhnichne obgruntuvannja vysokoproduktyvnogho perekachuvannja vody osnovnym pozhezhnym avtomobilem' [*Technical justification for high-performance water pumping by the main fire truck*], *Problemy pozhezhnoji bezpeky*, no 39, Pp. 56-62.
4. Vasylychenko, DR, Gholovin, AM & Ghrechka, IP 2016, 'Modernizacija konsoljnogho nasosa ZKO 32-150 shljakhom skorochennja kiljkosti stupeniv' [*Modernization of the ZKO 32-150 cantilever pump by reducing the number of stages*], *Praci TDATU*, iss 18, vol. 2, Pp. 12-148. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-128-147.
5. Ghorovij, SO 2017, 'Ocinochnyj rozrakhunok ghidrodynamichnykh vlastyvostej oporno-ushhiljnjuvaljnykh vuzliv vidcentrovogho nasosa z viljnoprividnym valom' [*Estimated calculation of the hydrodynamic properties of the bearing-seal assemblies of a centrifugal pump with a free-driven shaft*], *Visnyk Sumsjkogho nacionaljnogho aghrarnogho universytetu. Serija Mekhanizacija ta avtomatyzacija vyrobnych procesiv*, iss 10, Pp. 23-28.
6. Kondratenko, VGh 2020, 'Dejaki aspekty pidvyshhennja energhoefektyvosti robotyshakhtnykh vidcentrovnykh nasosiv' [*Some aspects of improving the energy efficiency of mine centrifugal pump operation*], *Naukovi praci DonNTU. Serija: «Elektrotekhnika i energhetyka»*, no 2, Pp. 48–51.

7. Matus, OV 2021, 'Osnovni nespravnosti valu vidcentrovogho nasosa' [*Major faults of the centrifugal pump shaft*], *Perspektyvy i tendenciji rozvytku konstrukcij ta tekhnichnogho servisu siljsjkoghospodarsjkykh mashyn i znarjadj (31 bereznja 2021 roku)*, ZhATK, Zhytomyr.
8. Moshencev, JuL & Ghoghorenko, OA 2009, *Proektuvannja vidcentrovogho nasosu [Design of a centrifugal pumps]*, NUK, Mykolajiv.
9. Moshnoriz, M 2006, 'Optymizacija rezhymiv roboty nasosnoji stanciji vodopostachannja' [*Optimization of operating modes for the water pumping station*], *Elektromekhanichni systemy, metody modeljuvannja ta optymizaciji (19–21 kvitnja 2006 r.)*, Kyiv.
10. Ostroverkhov, MJa 2016, 'Systema avtomatychnogho reghuljuvannja naporu nasosnoji ustanovky z vlastyostjamy slabkoji chutlyvosti do parametrychnykh zburenj' [*Automatic pressure control system for the pumping plant with low sensitivity to parametric disturbances*], *Visnyk Kharkivsjkogho nacionaljnogho tekhnichnogho universytetu siljsjkogho gospodarstva imeni Petra Vasylenka. Tekhnichni nauky*, iss 175.
11. Ostroverkhov, 2013, 'Keruvannja elektromekhanichnymy systemamy na osnovi minimizaciji lokalnykh funkcionaliv myttjevykh znachenj energhij' [*Control of electromechanical systems based on minimization of local instantaneous energy functionals*], *Elektromekhanichni i energhozberighajuchi systemy*, iss 1, Pp. 40-47.
12. Filipovych, JuJu 2021, 'Rozrakhunok chasu zalyvu vodoju vidcentrovogho nasosa z urakhuvannjam pozdovzhnjogho profilju usmoktuvaljnoji truby' [*Calculation of the filling time of a centrifugal pump considering the longitudinal profile of the suction pipe*], *Visnyk NUVGhP. Tekhnichni nauky*, iss 4, Pp. 15-25.
13. Shevchenko, NGh 2017, 'Udoskonalennja metodyky vyznachennja kharakterystyky vidcentrovogho nasosa pry dobychi naftoghazovoji produkciji' [*Improving the methodology for determining the performance characteristics of a centrifugal pump in oil and gas production*], *Promyslova ghidravluka i pnevmatyka. Sekcija «Ghidromashyny i ghidropnevmoaghreghaty»*, Pp. 56.
14. Shudryk, OL 2018, 'Pidvyshhennja efektyvnosti vykorystannja vidcentrovkykh nasosiv za rakhunok vdoskonalennja matematychnykh modelej robochogho procesu' [*Improving the efficiency of centrifugal pumps through the enhancement of mathematical models of the operating process*], *Kand.tekhn.n. thesis*, Kharkiv.
15. Drankovsky, VE, Myronov, KA, Tynyanova, II, Rezvaya, KS, Krupa, YeS & Kukhtenkov, YuM 2022, *Matematyчне modeljuvannja robochoho protsesu hidromashyn [Mathematical modeling of the working process of hydraulic machines]*, NTU "KhPI" Publ., Kharkiv.
16. Krupa, Y 2021, 'Calculation of the Spatial Flow in the Francis High-Head Turbine Using the CFD Software Package'. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*, NTU "KhPI" Publ., Kharkiv, no. 2, Pp. 87–93. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.2.13.
17. Rezvaya, K, Krupa, E, Shudryk, A, Drankovskiy, V & Makarov, V 2018, 'Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs', *3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*, IEEE Publ., Kharkiv, Pp. 205–209. DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559548.

Стаття надійшла до редакції 21 березня 2024 року.