

УДК 621.65

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139392

Покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів

П. Ю. Ткач, А. С. Ященко, О. Г. Гусак, С. О. Хованський, В. О. Панченко, І. П. Гречка

Досліджено вплив установки надроторних елементів у вигляді статорної втулки з повздовжніми прямими пазами над передвключеним колесом на характеристики модельного шнекововідцентрового ступеня. Проведено фізичний експеримент з використанням планування для вирішення проблеми оптимізації геометричних параметрів статорної втулки з повздовжніми прямими пазами в багатofакторній задачі покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів. Було визначено спектр збуджуючих частот коливань досліджуваного шнекововідцентрового ступеня від кавітаційних процесів для можливості використання параметра стійкості до кавітаційної ерозії у якості параметра оптимізації. Експериментальним шляхом визначено оптимальні розміри надроторної втулки досліджуваного шнекововідцентрового ступеня: Z_{32} , $b=14$, $l_1=20$, $l_2=20$. Це дозволило покращити кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня без зміни габаритних розмірів та не погіршити напірні та енергетичні характеристики. Проведено додатковий фізичний експеримент за допомогою альтернативного методу визначення кавітаційно-ерозійних якостей для підтвердження отриманих у дослідженні результатів завдяки застосуванню надроторних елементів у шнекововідцентровому ступені. Використання надроторних елементів у складі шнекововідцентрових ступенів зазвичай обмежувалося лише потребами підвищення кавітаційних якостей ступеня. В рамках дослідження, що описано в даній статті, запропоновано використання цього елемента для боротьби з негативними наслідками кавітаційної ерозії. Була підтверджена можливість такого використання та розроблені науково-методичні рекомендації щодо проектування надроторних елементів у складі шнекововідцентрового ступеня. Впровадження удосконалених перших шнекововідцентрових ступенів з надроторними елементами в існуючі конструкції відцентрових насосів дозволить збільшити наробітку до відмови, що актуально для всіх галузей промисловості, де використовуються відцентрові насоси.

Ключові слова: відцентровий насос, шнекововідцентровий ступінь, надроторні елементи, кавітаційно-ерозійні характеристики

1. Вступ

Однією з центральних проблем сучасності є проблема дефіциту енергетичних ресурсів. Виходячи з цього, одним з основних завдань України та світу в цілому є суттєве зменшення неефективного споживання енергетичних ресурсів. Як відомо, насосне обладнання використовується практично в усіх галузях промисловості й за різними оцінками споживає від 20 % до 25 % усієї електричної енергії, що виробляється у світі, а в деяких галузях цей показник взагалі досягає до 50 % [1]. Одним із показників енергоефективності насосного обладнання є вартість його життєвого циклу, аналіз якого показує, що однією зі значущих складових є собівартість насоса [2]. Собівартість насоса безпосередньо залежить від його масогабаритних характеристик. Зменшення масогабаритних характеристик дозволить не тільки зменшити собівартість і вартість життєвого циклу насоса, а ще й покращити його енергоефективність. Цей факт спонукає до проведення нових досліджень у галузі насособудування.

Одними з найбільш енерговитратних є головні живильні насоси атомних та теплових електростанцій, які, відповідно, характеризуються високими масогабаритними показниками. Одним із дієвих шляхів їхнього зниження є використання безбустерних насосів з першим шнекововідцентровим ступенем, що дає змогу не тільки відмовитись від бустерного насоса, але й перейти на більшу частоту обертання ротора [3]. Перший шнекововідцентровий ступінь (рис. 1) прийшов до насособудування промислових насосів з ракетної галузі, у якій зменшення масогабаритних характеристик завжди було першочерговою метою, і на сьогодні широко застосовується в багатьох конструкціях відцентрових насосів.

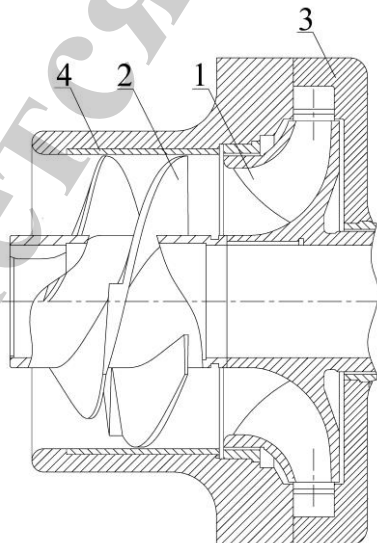


Рис. 1. Принципова схема шнекововідцентрового ступеня: 1 – відцентрове робоче колесо; 2 – передвключене колесо; 3 – напрямний апарат; 4 – статорна втулка над передвключеним колесом

Вагомою перевагою шнекововідцентрового ступеня перед відцентровим є його покращені кавітаційні характеристики. Значення критичного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності $C_{кр}$ шнекововідцентрового ступеня сягає рівня 3000, на відміну від відцентрового ступеня зі значенням $C_{кр}=1000-1110$ [4].

Але водночас шнекововідцентровий ступінь має негативну особливість робочого процесу – наявність складної просторової течії на вході. Ця особливість проявляється у вигляді інтенсивних зворотних течій, які можуть набувати вираженого нестационарного характеру й призводити до низькочастотних автоколивань, які викликають руйнування передвключеного колеса. У разі використання в насосі шнекововідцентрового ступеня, основного зносу від кавітаційної ерозії зазнає саме передвключене колесо. Незважаючи на це, більш ніж півсторічний досвід використання шнекововідцентрових ступенів у промислових насосах мають спеціалісти ВНДІАЕН (Науково-дослідний та проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування, м. Суми, Україна). Ними були розроблені та реалізовані різноманітні конструктивні рішення, що дозволили успішно використовувати перші шнекововідцентрові ступені у живильних, конденсатних, нафтових та інших відцентрових насосах. Серед цих розробок можна виділити найбільш ефективну з погляду стійкості до кавітаційної ерозії: передвключене колесо, що має виступ на тильній поверхні лопаті.

Проблема забезпечення стійкості проточної частини до кавітаційної ерозії завжди була актуальною для відцентрових насосів у атомній і тепловій енергетиці, а сучасні потреби підвищують планку цих вимог. Так, наразі, існує вимога забезпечення ресурсу роботи робочих органів відцентрового насоса не менше 40000 годин без критичних наслідків кавітаційного зносу. Більш того, в останній час почали з'являтися жорсткіші вимоги до живильних насосів АЕС, де нагальною потребою є надійна тривала робота у широкому інтервалі подач – від 20 до 130 % від номінальної подачі, а також робота без обмежень у часі на живильній воді з температурою від 110 °C.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Дослідження, що спрямоване на вдосконалення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня, має характер багатофакторної задачі. Для її вирішення необхідно вибрати компромісний варіант поєднання покращення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня зі збереженням напірної характеристики та достатньо високого рівня значення ККД, при цьому не збільшуючи масогабаритні характеристики. Очевидним вирішенням проблеми забезпечення необхідної кавітаційної стійкості є застосування схеми з розділенням потоку на два, коли в першому ступені з робочим колесом двостороннього входу встановлюються два передвключених колеса. Такий спосіб гарантовано дає суттєве зниження інтенсивності кавітаційно-ерозійного зносу шнекововідцентрового ступеня, але призводить до ускладнення конструкції насоса та збільшення його масогабаритних характеристик.

Аналіз дослідження [3] говорить про те, що резерви покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрових ступенів промислових насосів лише за рахунок геометрії лопатевої системи передвключеного колеса майже вичерпані. Результати, наведені у роботі [4], свідчать про те, що покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрових ступенів можливе лише за рахунок суттєвого зниження величини $C_{кр}$ та економічності або збільшення габаритів, що вважається недоцільним. У роботі [5] приведені результати багаторічного досвіду проектування передвключених коліс для перших шнекововідцентрових ступенів промислових насосів, за якими можна оцінити сучасні досягнення у цій галузі. Зважаючи на це, найбільш доцільним вбачається подальший пошук підвищення стійкості шнекововідцентрового ступеня до кавітаційної ерозії не за рахунок вдосконалення передвключеного колеса, а за рахунок інших елементів шнекововідцентрового ступеня. У дослідженні [6] аналізується вплив зазору між корпусом підводу та передвключеним колесом, а також зазначається, що кавітаційна ерозія найчастіше проявляється на периферійних ділянках передвключеного колеса. Виходячи з цього, в першу чергу увагу слід приділити цій області шнекововідцентрового ступеня, яка в традиційній конструкції (рис. 1, поз. 4) являє собою гладку поверхню. Існує ряд публікацій, в яких досліджується вплив заміни гладкої поверхні над передвключеним колесом на статорні втулки з різноманітними фігурними пазами на енергетичні та кавітаційні характеристики шнекововідцентрового ступеня.

У роботі [7] проводилися дослідження впливу нетрадиційної пластини, що установлювалася у підводі над передвключеним колесом. Завдяки використанню таких надроторних елементів їм вдалося змінювати параметри потоку на вході у шнекововідцентровий ступінь. У дослідженні [8] продемонстровано можливість покращення кавітаційних характеристик турбомашини у всьому діапазоні подач за допомогою використання надроторних елементів, але при цьому зафіксована певна втрата у енергетичній ефективності. У дослідженні [9] приводять аналіз розробки високошвидкісного турбонасоса, де проводився аналіз можливості подолання виникнення кавітації у лопатевій системі передвключеного колеса за рахунок використання надроторних елементів. У дослідженні [10] наведено аналіз впливу розташування канавок надроторної втулки над передвключеним колесом у осьовому напрямку з точки зору впливу на кавітаційну нестабільність. У роботі [11] описано, як в багатоступеневому промисловому насосі вдалося отримати покращення кавітаційних та одночасно й енергетичних характеристик. Це стало можливим завдяки введенню п'ятизахідних гвинтових канавок, виконаних у напрямку, протилежному обертанню ротора, на внутрішній поверхні статорної втулки над передвключеним колесом. Автори публікацій [8–11] сходяться на думці, що отриманий позитивний ефект від впровадження негладких статорних втулок пояснюється пригніченням вихрових структур та кавітаційних течій. Зокрема зворотних течій, які виникають на вході в шнекововідцентрове колесо, і, як відомо, є одним з основних джерел виникнення кавітаційних пошкоджень.

Вимоги до кавітаційної стійкості робочих органів відцентрових насосів постійно зростають. З огляду на це, стає зрозумілим, що досягнутих раніше показників стійкості перших шнекововідцентрових ступенів до кавітаційної ерозії стає замало для забезпечення надійної роботи нового покоління безбустерних насосів. Тому варіантом вирішення наведеної проблеми може бути використання надроторних елементів.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є удосконалення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів та розроблення рекомендацій щодо проектування. Це дасть можливість удосконалити існуючі конструкції перших шнеково-відцентрових ступенів відцентрових насосів без зміни їх габаритних розмірів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести фізичний експеримент, встановивши спектр частот, що збуджуються кавітаційними процесами, для можливості порівняння кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня з надроторними втулками та без них, використовуючи вібраційні характеристики;
- визначити оптимальне поєднання геометричних параметрів надроторних елементів, які визначально впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня і при цьому не погіршують інших характеристик ступеня;
- розробити рекомендації щодо проектування надроторних елементів для шнекововідцентрових ступенів з метою підвищення їхніх кавітаційно-ерозійних якостей;
- перевірити отримані результати за допомогою альтернативного методу оцінки кавітаційно-ерозійних характеристик з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів.

4. Дослідження впливу геометричних параметрів надроторних елементів шнека на характеристики шнекововідцентрового ступеня

4.1. Методи проведення дослідження

Найдоцільнішим методом визначення оптимального поєднання геометричних параметрів надроторних елементів над передвключеним колесом, яке забезпечує покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня, є використання фізичного експерименту.

Щоб скоротити кількість дослідів, необхідних для наближення до області оптимуму, та визначення кращого варіанта, доцільно застосувати планування експерименту, яке можливе лише за наявності певної вихідної інформації. Аналіз результатів попереднього експерименту [12] не тільки підтвердив перспективність використання надроторних елементів, а й дозволив у сукупності з аналізом літературного пошуку виявити значущі фактори, вплив яких необхідно враховувати, та

встановити доцільні рівні варіювання. Було зроблено вибір основних досліджуваних факторів, а саме (рис. 2):

- кількість пазів Z у статорній втулці;
- ширина пазів b у статорній втулці;
- довжина пазів l_1 перед входною кромкою лопатей передвключеного колеса (на периферії);
- довжина пазів l_2 за входною кромкою лопатей передвключеного колеса (на периферії).

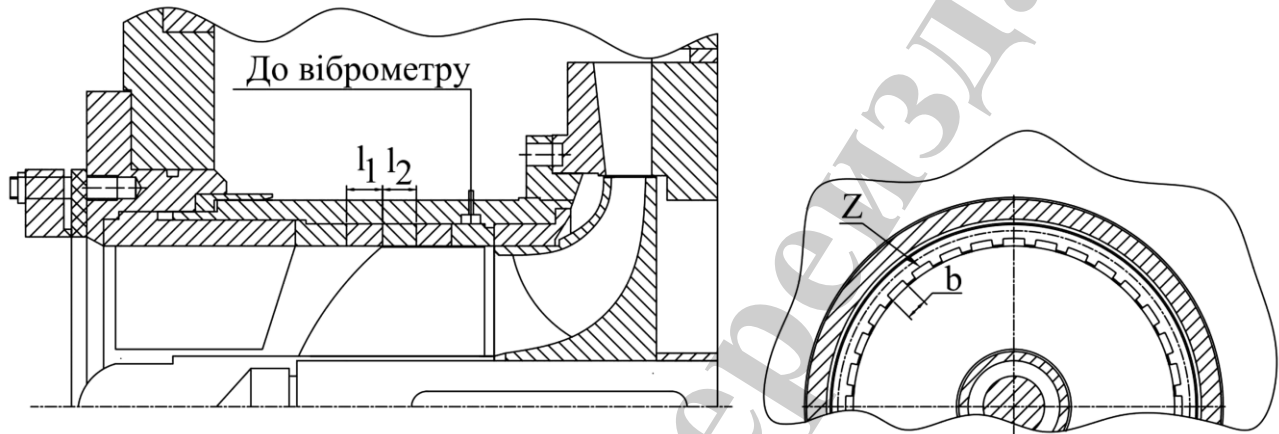


Рис. 2. Конструктивна схема експериментального приладу

Оскільки метою дослідження є отримання покращеної кавітаційно-ерозійної характеристики шнековідцентрового ступеня, за параметр оптимізації було взято порогове значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії $K_{еп}$:

$$K_{еп} = K_{еп(б)} \cdot \sqrt[3]{\frac{w_{к(б)}}{w_{к(і)}}}, \quad (1)$$

де $w_{к(і)}$ і $w_{к(б)}$ – значення віброприскорення від кавітації, для шнековідцентрового ступеня, що досліджується, та для базового (еталонного) шнековідцентрового ступеня з гладкою надроторною втулкою відповідно, які випробовуються в ідентичних умовах; $K_{еп(б)}$ – порогове значення параметра кавітаційної ерозії для базового шнеку.

Отримані у ВНДІАЕН експериментальні значення $K_{еп(б)}$, що залежать від конструкції передвключеного колеса й типу середовища, що перекачується, наведені в роботі [13].

Був проведений повнофакторний експеримент 2^4 з урахуванням ефектів взаємодії, так як аналіз дослідження [12] показав, що ефекти взаємодії істотні. Рівні

факторів та інтервали варіювання, які планується використовувати в ході фізичного експерименту, наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Рівні та інтервали варіювання факторів у ході фізичного експерименту

Найменування фактора	Позначення	Інтервал варіювання	Рівень фактора		
			Основний 0	Верхній +	Нижній –
Кількість пазів Z	X_1	8	24	32	16
Ширина пазів b , мм	X_2	4	10	14	6
Довжина пазів l_1 , мм	X_3	20	40	60	20
Довжина пазів l_2 , мм	X_4	10	30	40	20

Для виключення систематичних похибок реалізація дослідів проводилася згідно з таблицею випадкових чисел. Для компенсування впливу випадкових похибок досліди плану двічі дублювались.

Перевірка адекватності виконана з використанням F-критерію адекватності Фішера. Оцінка значущості отриманих результатів проводилася з використанням критерію значущості Стюдента. При цьому використовувався 5 % рівень значимості, що є характерним для інженерних розрахунків.

4. 2. Засоби проведення дослідження

Фізичний експеримент за темою цього дослідження проводився на модельному стенді ВНДІАЕН. Стенд працює на технічній воді з характеристиками згідно з ГОСТ 6134-2007 за замкнутою схемою циркуляції рідини, яка дозволяє проводити енергетичні та кавітаційні випробовування досліджуваного шнекововідцентрового ступеня. Гідравлічна схема стенда приведена на рис. 3.

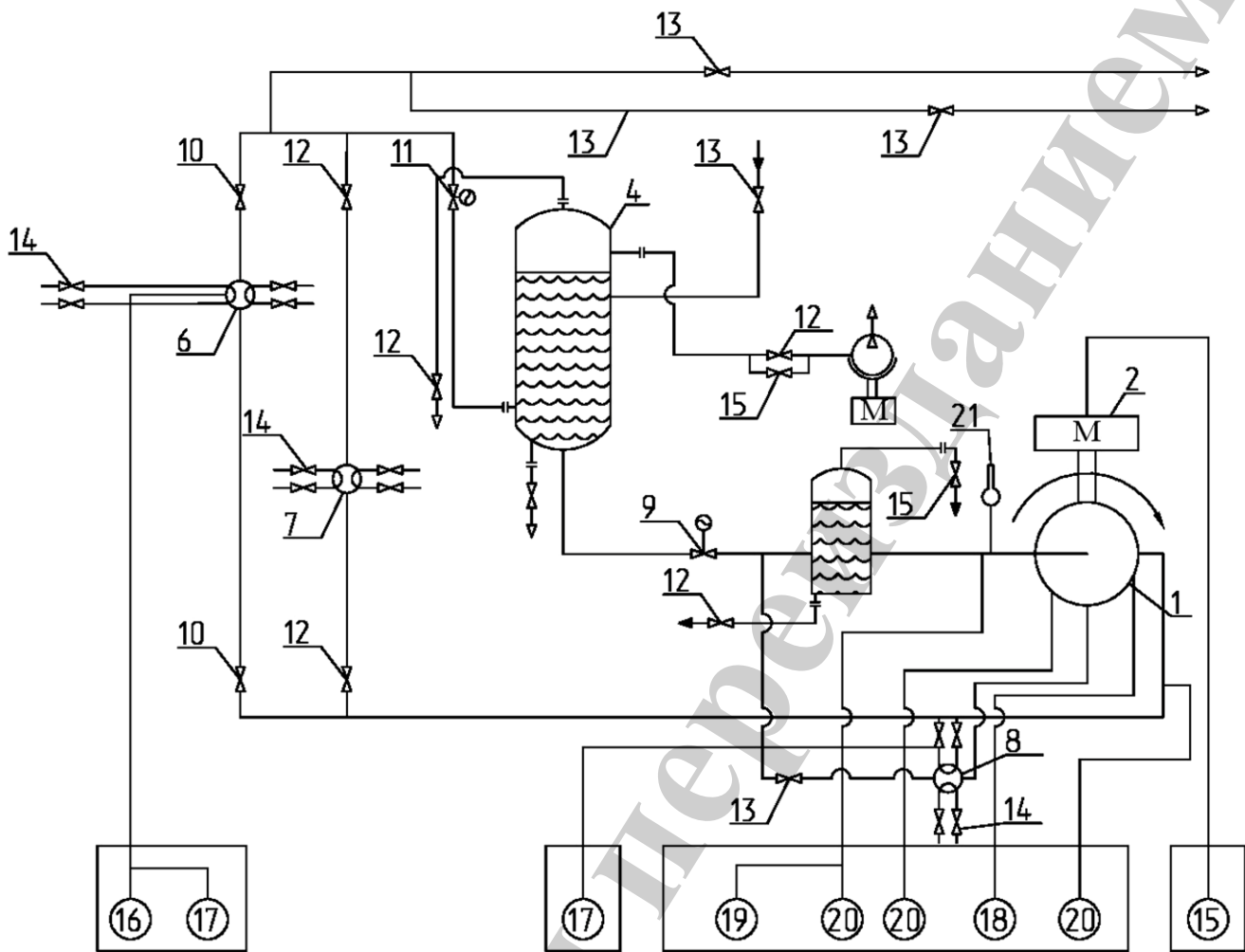


Рис. 3. Гідравлічна схема експериментального стенда: 1 – експериментальний насос; 2 – балансна машина (привід); 3 – вакуумний насос; 4 – бак напірний; 5 – бак-заспокоювач; 6 – витратомірний пристрій Dy150; 7 – витратомірний пристрій Dy100; 8 – витратомірний пристрій Dy50; 9 – засувка з електроприводом Dy300; 10 – засувка Dy150; 11 – засувка з електроприводом Dy150; 12 – засувка Dy100; 13 – вентиль Dy50; 14 – вентиль запірний сталевий; 15 – вентиль Dy15; 16 – дифманометр; 17 – дифманометр; 18 – пристрій для вимірювання частоти обертання; 19 – вакуумметр; 20 – манометр; 21 – термометр

Основні елементи стенду – експериментальний насос 1, привід експериментального насоса 2, вакуумний насос 3, напірний бак 4, бак-заспокоювач 5, пристрої для вимірювання подачі та напору. Система трубопроводів із запірною та регулювальною арматурою дозволяє змінювати тиск на вході в експериментальний насос та подачу.

Приводом експериментального приладу є балансна машина типу МПБ 423/30, яка забезпечує можливість проведення випробувань на частотах обертання в діапазоні 1000–3000 об/хв.

Керування фізичним експериментом на експериментальному стенді виконувалося з пульту управління.

Основним елементом стенда є експериментальний прилад – одноступеневий насос з прохідним валом, який виконано з вертикальними роз'ємами, що дозволяє оперативно виконувати заміну робочих органів без повного розбирання насоса (рис. 2). Експериментальний прилад дозволяє проводити випробування перших відцентрових та шнекововідцентрових модельних ступенів за одноступінчатою схемою.

Підвід рідини до досліджуваного шнекововідцентрового ступеня – осьовий, і для стабілізації потоку на вході установлюється осьова ґратка у вигляді чотирьох прямих радіальних пластин. Відцентрове робоче колесо є семилопатеvim з коефіцієнтом швидкохідності $n_s=120$, вхідна кромка радіальна, коефіцієнт входу $K_{вх}=5$. Напрямний апарат – кінцевий, дев'ятиканальний.

Передвключене колесо є трьохлопатеvim з густотою лопатевої решітки на периферії $l/t=1$, профіль лопаті має вигляд дужки кола з виступом на тильній поверхні. Саме така конструкція передвключеного колеса дозволяє отримати найкращі на сьогодні кавітаційно-ерозійні якості з параметром кавітаційної ерозії $K_{еп}=20$ [13]. Виходячи з цього, було вирішено проводити фізичний експеримент із дослідження впливу надроторних елементів шнекововідцентрового ступеня з саме цим передвключеним колесом, оскільки покращення кавітаційно-ерозійних якостей з його використанням є найбільш доцільним.

Усі варіанти надроторних втулок досліджувалися згідно з матрицею варіантів за допомогою фізичного експерименту, під час якого проводились параметричні та кавітаційні випробування на 5 режимах з подачею $0,3Q_{ном}$, $0,5Q_{ном}$, $0,75Q_{ном}$, $1,0Q_{ном}$ та $1,2Q_{ном}$. Під час кавітаційних випробувань за допомогою віброаналізатора ВД-1854 вимірювалися вібраційні характеристики. Для визначення спектру збудження коливань, які викликані саме кавітаційними процесами, був проведений аналіз спектрограм віброприскорення (рис. 4).

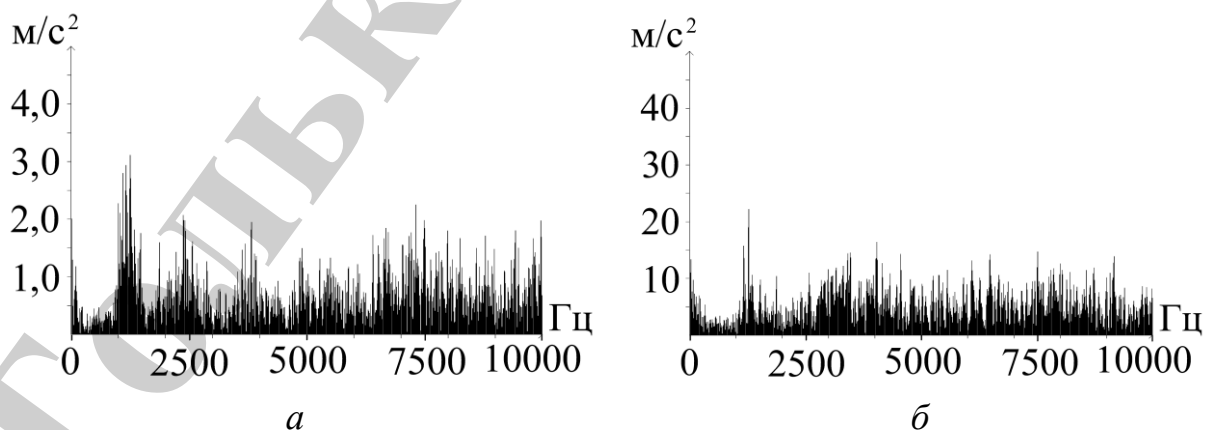


Рис. 4. Спектрограма або залежність спектральної щільності віброприскорення від частоти при кавітаційному запасі: a – 15 м; $б$ – 1,15 м

Середнє квадратичне значення віброприскорення при кавітаційному запасі 15 м склало $13,8 \text{ м/с}^2$, а при кавітаційному запасі 1,15 м – $41,8 \text{ м/с}^2$.

Аналіз спектрограм, які наведені на рис. 4, показав, що фіксування впливу кавітаційних процесів у шнековідцентровому ступені має сенс проводити за середнім квадратичним значенням віброприскорення. Основна складова вібрації знаходиться в діапазоні від 10 Гц до 10 кГц, тому саме за цими параметрами вимірювалися вібраційні характеристики для визначення віброприскорення w_k .

5. Результати дослідження впливу геометричних параметрів надроторних елементів шнека на характеристики шнековідцентрового ступеня

Оскільки, як було встановлено у [13], найнебезпечнішим з точки зору кавітаційної стійкості є режим роботи $0,75Q_{\text{ном}}$, то очевидним буде, що аналіз необхідно проводити саме на цьому режимі.

Отримана в досліді з гладкою надроторною втулкою вібраційна характеристика дозволяє отримати значення віброприскорення $w_{k(6)}=37 \text{ м/с}^2$, яке приймається за базове.

Результати дослідів у вигляді середньоарифметичних значень параметра оптимізації $K_{\text{еп}}=f(w_k)$, що отримані за формулою (1), наведені у табл. 2.

Таблиця 2

Результати дослідів, реалізованих згідно з матрицею планування

№ дослідів	w_k	$Y=K_{\text{еп}}$
1	34,5	20,47
2	36,0	20,18
3	35,6	20,26
4	34,7	20,43
5	30,6	21,31
6	35,8	20,22
7	30,7	21,28
8	34,1	20,55
9	28,4	21,84
10	32,9	20,80
11	32,9	20,80
12	31,0	21,21
13	22,9	23,46
14	32,5	20,88
15	31,0	21,21
16	26,7	22,30

У результаті розрахунків отримуємо дисперсію параметра оптимізації $G_p=0,35$, що не перевищує табличного значення [14] $G_T(2-1, 16)=0,4709$ (прийнятий 5 %-ний рівень значимості), а отже дисперсії однорідні.

Дисперсія відтворюваності експерименту дорівнює $s_y^2 = 0,711$, дисперсії коефіцієнтів регресії $s^2\{b_i\}=0,022$, похибка у визначенні i -го коефіцієнта регресії $s\{b_i\}=0,149$, довірчий інтервал коефіцієнта регресії дорівнює $\Delta b_i=\pm 0,316$.

У результаті проведеного факторного експерименту після виключення коефіцієнтів, менших за довірчий інтервал, отримано рівняння регресії:

$$Y=21,08-0,33X_3-0,49X_4+0,37X_1 \cdot X_2. \quad (2)$$

Перевірка адекватності отриманої моделі проведена за допомогою F -критерію Фішера. Розрахункове значення за допомогою F -критерію дорівнює $F_p=0,92$, табличне значення F -критерію за 5 % рівня значущості й числах ступенів свободи для чисельника 11 і для знаменника 16: $F_T=2,4$. Оскільки $F_p < F_T$, то модель адекватна.

Використовуючи формули переходу від кодованих значень факторів до натуральних, рівняння (2) можна перетворити на:

$$K_{\text{еп}}=25,975-0,116 \cdot Z-0,278 \cdot b-0,016 \cdot l_1-0,049 \cdot l_2+0,012 \cdot Z \cdot b. \quad (3)$$

Для знаходження оптимального значення параметра оптимізації функції відгуку (3) використовували метод крутого сходження. Круте сходження починаємо з нульової точки ($Z^*=24$, $b^*=10$, $l_1^*=40$, $l_2^*=30$). Після виконання лінеаризації $Z \cdot b$ поряд з нульовою точкою рівняння (3) набуде вигляду:

$$K_{\text{еп}}=23,095+0,004 \cdot Z+0,010 \cdot b-0,016 \cdot l_1-0,049 \cdot l_2. \quad (4)$$

Згідно з отриманою моделлю (4) параметр кавітаційної ерозії ступеня $K_{\text{еп}}$ зростає зі зменшенням довжин пазів l_1 і l_2 і збільшенням кількості Z та ширини пазів b . Розрахунок руху за градієнтом наведено у табл. 3.

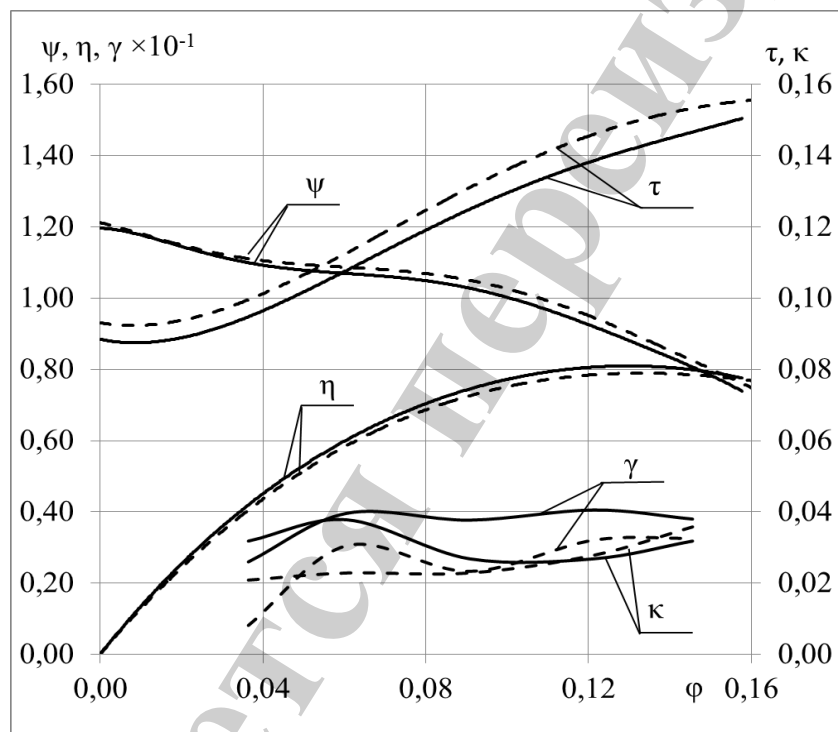
Таблиця 3
Розрахунок крутого сходження

Найменування	Z	b	l_1	l_2	$K_{\text{еп}}$
Основний рівень	24	10	40	30	—
Коефіцієнт b_i	0,004	0,010	−0,016	−0,049	—
Інтервал варіювання Δ_i	8	4	20	10	—
$b_i \times \Delta_i$	0,032	0,040	−0,320	−0,490	—
Крок Δ_i	3	2,5	−10	−5,31	—

Округлений крок	3	2	-10	-5	—
Уявний дослід № 17	27	12	30	25	21,55
Уявний дослід № 18	30	14	20	20	22,17
Реалізований дослід № 19	32	16	20	20	21,95

У досліді № 19 отримано зменшення значення параметра кавітаційної ерозії ступені $K_{еп}=21,95$, яке менше результату уявного досліду № 18 і менше результату кращого досліду № 13 ($Z=32$, $b=14$, $l_1=0$, $l_2=20$, $K_{еп}=23,46$) в плані експерименту на 10 %. Тому пошук екстремуму методом крутого сходження завершуємо.

На рис. 5 наведена порівняльна характеристика шнековідцентрового ступеня з гладкою надроторною втулкою та надроторною втулкою з пазами №13.



— Гладка втулка - - - Втулка №13

Рис. 5. Характеристика шнековідцентрового ступеня:

$$\phi = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot U_2} \text{ — коефіцієнт подачі; } \psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{U_2^2} \text{ — коефіцієнт напору;}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot \rho \cdot U_2^3 \cdot D_2 \cdot b_2} \text{ — коефіцієнт потужності; } \kappa = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH_3}{U_2^2} \text{ — коефіцієнт}$$

$$\text{кавітаційного запасу; } \gamma = \frac{w_\kappa}{g} \text{ — коефіцієнт віброприскорення}$$

Аналіз результатів реалізації дослідів згідно з планом експерименту та отриманим рівнянням регресії дозволяє сформулювати наступні рекомендації щодо проектування надроторної втулки для покращення кавітаційно-ерозійної характеристики шнековідцентрового ступеня:

- ширина паза – близькою до $b=0,007$ зовнішнього діаметра робочого колеса ступені D_2 ;
- глибина паза – близькою до $h=0,33$ його ширини b ;
- число пазів у надроторній втулці – $Z=32$;
- розташування надроторної втулки, починаючи від вхідної кромки на периферії передвключеного колеса – близькою до $l_1=l_2=0,21$ від загальної довжини лопатевої системи передвключеного колеса.

Рекомендації розроблені при зміні параметрів пазів у межах, визначених плануванням експерименту, і можуть бути застосовані для насосів з першим шнековідцентровим ступенем із значеннями коефіцієнтів швидкохідності близько до $n_s=120$.

Була виконана перевірка адекватності отриманих результатів альтернативним методом із використанням легкоруйнівних лакових покриттів. Для цього спеціальне легкоруйнівне лакофарбове покриття було нанесено на поверхню передвключеного колеса, яке потім випробовувалося в складі шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою та без неї. Вибрана надроторна втулка з геометричними параметрами згідно з попередніми розрахунками ($Z=32$, $b=14$, $l_1=20$, $l_2=20$, $K_{еп}=23,46$), повинна прогнозовано покращити кавітаційно-ерозійні якості шнековідцентрового ступеня. Її було встановлено над передвключеним колесом, та випробувано шнековідцентровий ступінь з нею та без неї за аналогічних умов на режимі $0,75Q$ від номінальної подачі протягом 4 годин у кавітаційному режимі. Після випробувань було проведено обстеження цілісності легкоруйнівного покриття на передвключеному колесі у випадку з надроторною втулкою та без неї, яке показало відсутність його руйнування від дії кавітаційної ерозії за умови застосування надроторної втулки. Зовнішній вигляд передвключеного колеса після випробувань наведено на рис. 6.

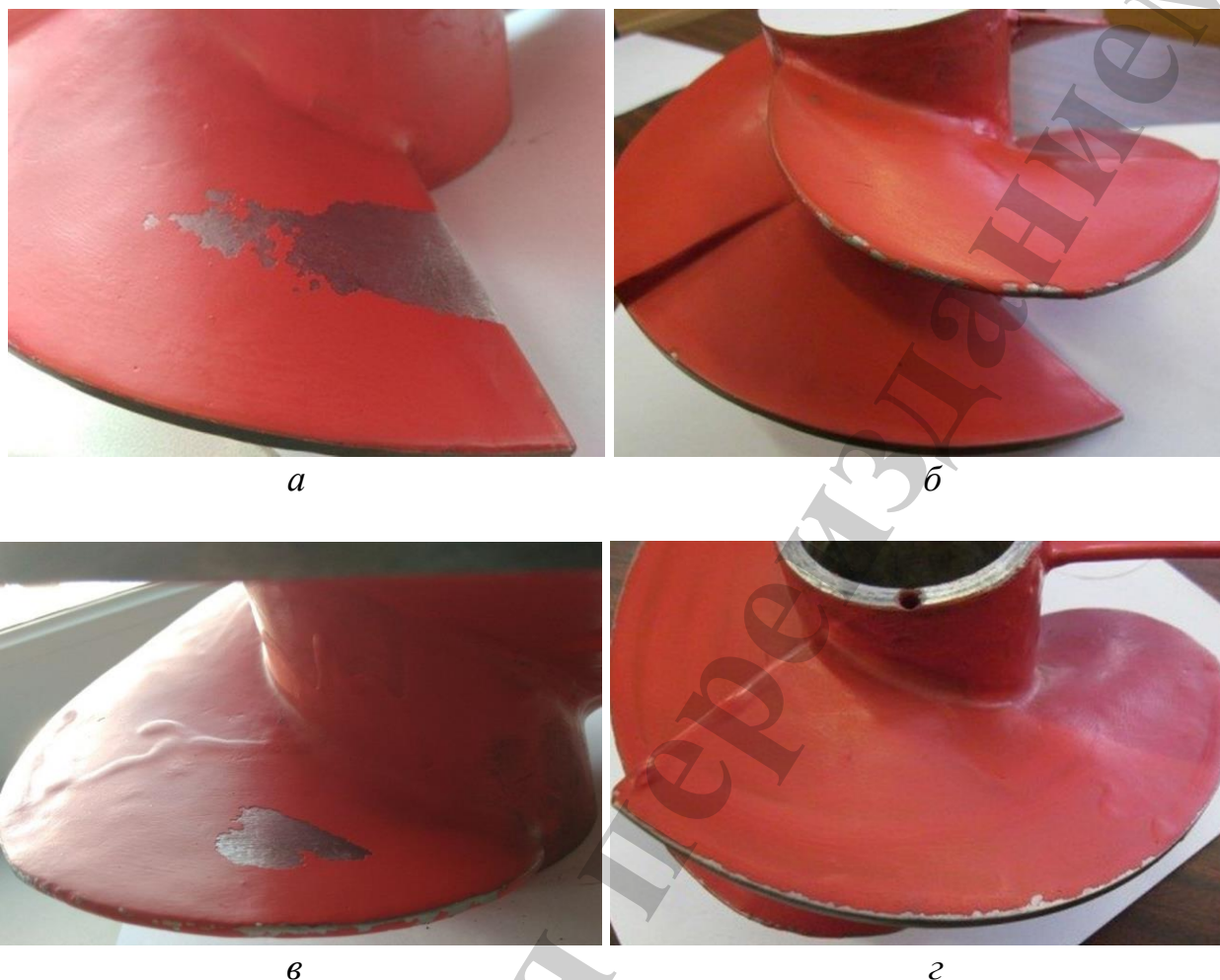


Рис. 6. Передвключене колесо після випробувань з використанням легкоруйнівних лакових покриттів протягом 4 годин у кавітаційному режимі: *а* – тильна сторона лопаті передвключеного колеса без надроторної втулки; *б* – тильна сторона лопаті передвключеного колеса з надроторною втулкою; *в* – робоча сторона лопаті передвключеного колеса без надроторної втулки; *г* – робоча сторона лопаті передвключеного колеса з надроторною втулкою

На рис. 6, *а*, *в* видно чіткий «слід» кавітаційної ерозії, викликаний пошкодженням легкоруйнівного лакофарбового покриття від схлопування кавітаційних каверн на поверхні лопаті передвключеного колеса, що спостерігається на вихідній кромці тильної сторони лопаті. Також є менші за площею пошкодження, розташовані посередині робочої сторони лопаті. Картина отриманих пошкоджень якісно співпадає з отриманими раніше результатами з аналогічними за будовою передвключеними колесами [4]. На рис. 6, *б*, *г* видно лише невеликі сліди пошкодження легкоруйнівного лакофарбового покриття на периферійних ділянках лопаті передвключеного колеса та її вхідній кромці, які викликані взаємодією з потоком рідини. Характер цих пошкоджень говорить про те, що вони не є результатом

дії кавітаційних каверн на поверхні лопаті. Проведені додаткові експерименти з використанням легкоруйнівного лакофарбового покриття наочно продемонстрували ефективність запропонованого у дослідженні методу підвищення кавітаційно-ерозійних якостей шнековідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів.

6. Обговорення результатів дослідження впливу геометричних параметрів надроторних елементів шнека

Покращення кавітаційно-ерозійних якостей шнековідцентрового ступеня насоса досягнуто шляхом позитивного впливу геометрії надроторної втулки над передвключеним колесом на структуру потоку рідини на вході в шнековідцентровий ступінь. Також застосування надроторних елементів дозволило зменшити руйнівну дію кавітаційних каверн, що виникають на периферійних ділянках передвключеного колеса.

Отримані результати, головним чином, викликані впливом надроторної втулки на структуру потоку на вході в передвключене колесо та в його лопатевій решітці. Під час роботи передвключеного колеса виникають зворотні токи, що негативно впливають на характеристики шнековідцентрового ступеня. За умови використання надроторних елементів зворотні токи потрапляють у пази й втрачають свою енергію, що призводить до зменшення їхнього негативного впливу на основний потік. Основний потік, в свою чергу, завдяки послабленню дії зворотних токів стає більш стабільним в області лопатевої решітки передвключеного колеса. Це сприяє зменшенню пульсацій тиску в потоці та покращенню вібраційних характеристик ступеня. Окрім цього, під час взаємодії зворотних токів з пазами надроторної втулки в них виникають вихори. Ці вихори дроблять кавітаційні каверни, які виникають на лопатях передвключеного колеса, що призводить до покращення кавітаційних характеристик ступеня.

В рамках дослідження, що описано в даній статті, визначено оптимальні розміри надроторної втулки досліджуваного шнековідцентрового ступеня, за яких досягається максимальне значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії. При цьому вдалося покращити кавітаційну характеристику без суттєвого погіршення напірної та енергетичної характеристики шнековідцентрового ступеня. З практичної точки зору це дозволило розробити рекомендації щодо проектування надроторних елементів для перших шнековідцентрових ступенів з метою підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик. Прикладним аспектом використання отриманого наукового результату є можливість вдосконалення існуючих перших шнеково-відцентрових ступенів відцентрових насосів.

Однак неможливо не відмітити, що результати підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик отримані для вузького діапазону шнековідцентрових ступенів із значеннями коефіцієнтів швидкохідності, близькими до $n_s=120$. Це накладає певні обмеження для використання розроблених рекомендацій до проектування надроторних елементів. Також необхідно зазначити, що з огляду на таку

складну взаємодію надроторних елементів з потоками рідини на вході у шнекововідцентровий ступінь існує вірогідність пошкодження цілісності пазів. Але запропоновані у даному дослідженні методи не дозволяють перевірити це припущення. Немоżliвість спростувати це припущення в рамках даної роботи породжує потенційно цікавий напрям подальших досліджень. Вони, зокрема, можуть бути орієнтовані на виявлення моменту часу, з якого починається пошкодження пазів надроторних елементів і чим воно викликане. Визначення цих даних, дозволить дослідити їх природу та методи подолання, що дозволить збільшити наробітку до відмови шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами.

7. Висновки

1. Проведено фізичний експеримент, завдяки якому отримано параметричні характеристики та визначено спектр збуджувальних частот коливань досліджуваного шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами. Встановлено, що збудження від кавітаційних процесів знаходиться в широкому спектрі частот: від 10 Гц до 10 кГц.

2. Отримано рівняння регресії за параметром стійкості до кавітаційної ерозії $K_{\text{еп}}$, що дозволило виявити значимість геометричних параметрів надроторної втулки з огляду впливу на кавітаційно-ерозійні характеристики шнекововідцентрового ступеня. Це виявились: кількість пазів Z , ширина пазів b , довжина пазів l_1 перед вхідною кромкою лопатей передвключеного колеса та довжина пазів l_2 за вхідною кромкою лопатей передвключеного колеса. Отримане рівняння регресії вказує на те, що найбільш значущими факторами, що впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня, є кількість пазів та їх ширина. Збільшення значень цих параметрів покращує стійкість до кавітаційної ерозії шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами. Завдяки застосуванню методу крутого сходження до отриманого рівняння регресії визначено оптимальні розміри надроторної втулки досліджуваного шнекововідцентрового ступеня, за яких досягається максимальне значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії $K_{\text{еп}}$: $Z=32$, $b=14$, $l_1=20$, $l_2=20$, $K_{\text{еп}}=23,46$. При цьому вдалося покращити кавітаційну характеристику без суттєвого погіршення напірної та енергетичної характеристик шнекововідцентрового ступеня.

3. Результати дослідження дозволили розробити рекомендації щодо проектування надроторних елементів для перших шнекововідцентрових ступенів із значеннями коефіцієнтів швидкохідності, близькими до $n_s=120$, з метою підвищення їхніх кавітаційно-ерозійних характеристик.

4. Фізичний експеримент з використанням легкоруйнівних лакових покриттів наочно підтвердив адекватність отриманих в дослідженні результатів та продемонстрував ефективність використання надроторних елементів у боротьбі з кавітаційною ерозією у шнекововідцентрових ступенях.

Література

1. Handbook of Pumps and Pumping / B. Nesbitt (Ed.). Elsevier Science, 2006. 470 p. doi: <https://doi.org/10.1016/b978-1-85617-476-3.x5000-8>
2. Pump life cycle costs: A guide to LCC analysis for pumping systems / L. Frenning (Ed.). Hydraulic institute & Europump, 2001. 194 p.
3. Applying feed pump systems without boosters in NPPs / Tverdohleb I., Vizenkov G., Birukov A., Kutchenko V., Vaschenko A. // Nuclear Exchange. 2012. P. 31–33.
4. Effects of the number of inducer blades on the anti-cavitation characteristics and external performance of a centrifugal pump / Guo X., Zhu Z., Cui B., Shi G. // Journal of Mechanical Science and Technology. 2016. Vol. 30, Issue 7. P. 3173–3181. doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-016-0510-1>
5. Насосы специального и общепромышленного назначения с предвключенными осевыми колесами. Обзор опыта исследований, разработки и эксплуатации насосов с предвключенным осевым колесом / Визенков Г., Твердохлеб И., Куценко В., Иванюшин А., Авдеенко В. // Насосы и оборудование. 2008. № 3. С. 46–50.
6. Effects of inducer tip clearance on the performance and flow characteristics of a pump in a turbopump / Kim C., Kim S., Choi C.-H., Baek J. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2017. Vol. 231, Issue 5. P. 398–414. doi: <https://doi.org/10.1177/0957650917707656>
7. Analysis and control of flow at suction connection in high-speed centrifugal pump / Song W., Wei L., Fu J., Shi J., Yang X., Xu Q. // Advances in Mechanical Engineering. 2016. Vol. 9, Issue 1. P. 168781401668529. doi: <https://doi.org/10.1177/1687814016685293>
8. Kurokawa J. J-Groove Technique for Suppressing Various Anomalous Flow Phenomena in Turbomachines // International Journal of Fluid Machinery and Systems. 2011. Vol. 4, Issue 1. P. 1–13. doi: <https://doi.org/10.5293/ijfms.2011.4.1.001>
9. Suppression of Cavitating Flow in Inducer by Use of J-groove / Imamura H., Kurokawa J., Matsui J., Kikuchi M. // The proceedings of the JSME annual meeting. 2003. Vol. 2003.2. P. 35–36. doi: https://doi.org/10.1299/jsmemecjo.2003.2.0_35
10. Suppression of Cavitation Instabilities in an Inducer by J-Groove (Control by the Change of Axial Location) / Shimiya N., Fujii A., Horiguchi H., Uchiumi M., Kurokawa J., Tsujimoto Y. // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B. 2006. Vol. 72, Issue 721. P. 2124–2131. doi: <https://doi.org/10.1299/kikaib.72.2124>
11. Alison-Youel S. Improved centrifugal pump performance with counter helical inducer housing grooves // AIChE Spring Meeting and Global Congress on Process Safety. 2010. <https://www.aiche.org/academy/videos/conference-presentations/improved-centrifugal-pump-performance-counter-helical-inducer-housing-grooves>

12. Єлін О. В. Дослідження можливості підвищення всмоктувальної здатності шнековідцентрового ступеня без зміни геометрії передвключеного і робочого колеса // Вісник СумДУ. Серія: Технічні науки. 2013. № 4. С. 7–16.
13. Ржебаева Н. К., Жуков В. М., Куценко В. А. Шнеко-центробежная ступень насоса: метод. указ. Х., 1990. 40 с.
14. Закс Л. Статистическое оценивание. М.: Статистика, 1976. 598 с.