

АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО  
«НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ І ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ ІНСТИТУТ  
АТОМНОГО ТА ЕНЕРГЕТИЧНОГО НАСОСОБУДУВАННЯ»  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Ткач Павло Юрійович

УДК 621.65

**ДИСЕРТАЦІЯ**

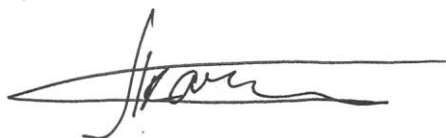
**ВПЛИВ НАДРОТОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ШНЕКУ НА КАВІТАЦІЙНО-  
ЕРОЗІЙНІ ЯКОСТІ ШНЕКОВОВІДЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ НАСОСА**

05.05.17 – Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



П.Ю. Ткач

Науковий керівник (консультант) – Єлін О.В., кандидат технічних наук, доцент

Суми – 2018

## АНОТАЦІЯ

*Ткач П.Ю.* Вплив надроторних елементів шнеку на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насоса. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) зі спеціальності 05.05.17 – «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати». – Сумський державний університет, Суми, 2018.

В дисертаційній роботі розв’язана актуальна науково-практична задача по покращенню кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня за рахунок використання надроторних елементів над передвключеним колесом.

Сучасні потреби промисловості вимагають економічного та енергоефективного підходу до вибору насосного обладнання. Для забезпечення цих вимог широкого застосування зазнав розрахунок вартості життєвого циклу насоса. Він складається з трьох основних компонентів: собівартість насоса, витрати на його технічне обслуговування та на електроенергію. В значній мірі вартість життєвого циклу насоса залежить від вибору його конструкції, яка, в свою чергу, залежить від різних показників, однією з основних серед них є кавітаційна характеристика.

Використання першого шнекововідцентрового ступеня є одним з ефективних шляхів покращення кавітаційних характеристик насоса. Конструкції насосів з першим шнекововідцентровим ступенем відомі вже близько півсотні років і знайшли початок свого застосування у ракетно-космічній промисловості, оскільки їх використання дозволяє зменшити масогабаритні характеристики насосного обладнання, що так важливі у цій галузі. На сьогодні перший шнекововідцентровий ступінь застосовує велика кількість виробників насосного обладнання для насосів різного конструктивного виконання та призначення. Але застосування першого шнекововідцентрового ступеня обмежене негативною особливістю: у разі його використання у складі насоса при виникненні кавітаційної ерозії в першу чергу зазнає пошкоджень передвключене колесо – головна складова шнекововідцентрового ступеня.

Аналіз літературних джерел говорить про те, що резерви покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрових ступенів промислових насосів без суттєвого зниження кавітаційних якостей та економічності, або збільшення габаритів лише за рахунок геометрії лопатевої системи передвключеного колеса – вичерпані. Виходячи з цього, найбільш доцільним вбачається подальший пошук підвищення стійкості до кавітаційної ерозії передвключеного колеса за рахунок інших елементів шнекововідцентрового ступеня. Оскільки кавітаційна ерозія найчастіше проявляється на периферійних ділянках передвключеного колеса, то, в першу чергу, увагу слід приділити цій області шнекововідцентрового ступеня, яка у традиційній конструкції являє собою гладку поверхню. Були проаналізовані публікації, в яких досліджується вплив заміни гладкої поверхні над передвключеним колесом статорною втулкою, що має фігурні пази, на енергетичні та кавітаційні характеристики шнекововідцентрового ступеня. Автори цих публікацій висловлюють думку, що отриманий позитивний ефект від впровадження негладких статорних втулок пояснюється пригніченням вихрових структур та кавітаційних течій, зокрема зворотних течій, які виникають на вході у шнекововідцентровий ступінь, що, як відомо, є одними зі збудників погіршення кавітаційно-ерозійних характеристик. Вищенаведені факти дозволили запропонувати впровадження надроторних елементів над передвключеним колесом для вирішення проблеми підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня.

Як правило, перші сліди кавітаційної ерозії в гідромашинах з'являються лише після інкубаційного періоду, який може тривати десятки годин. Така довга тривалість інкубаційного періоду дуже ускладнює можливість систематичних іспитів гідромашини на кавітаційне зношування для визначення її кавітаційно-ерозійної характеристики. Існує ряд методів оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин: метод, заснований на замірі кавітаційного шуму, шляхом заміру вібрації під час кавітаційних випробувань, замір довжини каверни, метод з використанням легкокоруйнівних лакофарбових покриттів, CFD методи та метод ресурсних випробувань. З наведених методів для даного дослідження були обрані:

CFD метод для можливості дослідження структури течії, метод заміру вібрації під час кавітаційних випробувань для отримання основних результатів, бо він дозволяє швидко та інформативно визначити кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня і метод з використанням легкокоруйнівних лакофарбових покриттів для підтвердження отриманих результатів. Але при всіх своїх перевагах ці методи є непрямими і дають тільки якісну картину. Кількісну характеристику кавітаційно-ерозійних якостей можна отримати лише у результаті проведення ресурсних випробувань, однак вони потребують великих витрат часу та матеріальних ресурсів, тому не використовувались.

У даній роботі використовувалися традиційні методи досліджень проточної частини, а саме: аналітичні дослідження, віртуальний і фізичний експерименти. Проведений віртуальний експеримент дозволив отримати картини течії у протічній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами та сформулювати фізичну модель робочого процесу. Згідно фізичної моделі основний потік завдяки послабленню дії зворотних токів стає більш стабільним в області лопатевої решітки передвключеного колеса, що сприяє зменшенню пульсацій тиску у потоці та покращенню вібраційних характеристик ступеня. Окрім цього, при взаємодії зворотних токів з пазами статорної втулки в них виникають вихори. Ці вихори дроблять кавітаційні каверни, які виникають на лопатях передвключеного колеса, що приводить до покращення кавітаційно-ерозійних характеристик ступеня. Фізична модель вказує на визначальний вплив процесів, що відбуваються у периферійній області передвключеного робочого колеса, а саме у вихровій структурі, яка утворюється в пазах надроторних елементів. Це говорить про необхідність при розгляді конструкції надроторних елементів шнекововідцентрового ступеня визначити положення пазів, а також їх площу, що характеризується кількістю, висотою і шириною пазів. Врахування цих параметрів дозволило б максимально впливати на потік безпосередньо до входу у лопатеву систему передвключеного колеса, але при цьому не погіршувати структуру потоку, що може негативно вплинути на напірну і енергетичну характеристики всього шнекововідцентрового ступеня.

Вищенаведені результати, отримані у ході проведення віртуального експерименту, підтвердили перспективність використання надроторних елементів для підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня та вказали на геометричні параметри надроторних елементів, вплив яких необхідно дослідити за допомогою фізичного експерименту.

Для скорочення числа дослідів, необхідних для наближення до області оптимуму та визначення кращого варіанту, було застосовано планування експерименту. Оскільки метою дослідження було отримання покращеної кавітаційно-ерозійної характеристики шнекововідцентрового ступеня за параметр оптимізації було взято порогове значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$ .

Був реалізований повнофакторний експеримент  $2^4$  з урахуванням ефектів взаємодії, так як аналіз випробувань, що були проведені під час відпрацювання методики, показав, що ефекти взаємодії істотні. Для усіх варіантів надроторних втулок згідно матриці варіантів були проведені параметричні та кавітаційні випробування на 5 режимах за подачею  $0,3Q_{ном}$ ,  $0,5Q_{ном}$ ,  $0,75Q_{ном}$ ,  $1,0Q_{ном}$  та  $1,2Q_{ном}$ . Був визначений найнебезпечніший з точки зору кавітаційної стійкості режим роботи  $0,75Q_{ном}$ , на якому були виконані подальші розрахунки.

За результатами фізичного експерименту на режимі роботи  $0,75Q_{ном}$  отримано рівняння регресії по параметру стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$ , що дозволило виявити значимість геометричних параметрів надроторної втулки. Отримане рівняння регресії вказує на те, що найбільш значимими факторами, що впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрових ступенів, є кількість пазів і їх ширина. Збільшення значень цих параметрів покращує стійкість до кавітаційної ерозії шнекововідцентрових ступенів з надроторними елементами. Завдяки застосуванню методу крутого сходження до отриманого рівняння регресії визначено оптимальні розміри надроторної втулки досліджуваного шнекововідцентрового ступеня, при яких досягається максимальне значення порогового параметра стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$ :  $Z = 32$ ,  $b = 14$  мм,  $l_1 = 20$  мм,  $l_2 = 20$  мм,  $K_{en} = 23,5$ . При цьому вдалося поліпшити кавітаційні

характеристики без значної зміни напірної та енергетичної характеристик шнекововідцентрового ступеня. Фізичний експеримент з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів наочно підтвердив адекватність отриманих в дослідженні результатів і продемонстрував ефективність використання надроторних елементів в боротьбі з кавітаційною ерозією у шнекововідцентрових ступенях. За результатами отриманих даних розроблено рекомендації з проектування надроторних елементів для поліпшення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня.

**Ключові слова:** шнекововідцентровий ступінь, надроторні елементи, кавітаційно-ерозійна характеристика, фізична модель течії, рекомендації до проектування.

## SUMMARY

*Tkach P.Yu.* Influence of inducer bush design on the cavitation erosion characteristics of inducer centrifugal stage of pump. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science (doctor of philosophy) in specialty 05.05.17 – «Hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units». – Sumy State University, Sumy, 2018.

The thesis has solved an actual scientific and technical problem regarding to improvement of cavitation and erosion characteristics of centrifugal inducer stage using inducer bushes.

Modern industry demands an economical and energy efficient approach to the selection of pumping equipment. To meet these requirements, the analysis of pump life cycle cost came into common use. It consists of three main components: the final cost of pump, the cost for its maintenance and electricity. To a large extent, the cost of the life cycle of a pump depends on the choice of its design, which, in turn, depends on various indicators, one of the main among them is the cavitation characteristic.

Using a centrifugal inducer stage as a first stage of the pump is one of the effective ways to improve the cavitation characteristics of the pump. The pumps with inducers have been known for about fifty years and at first they were used in the rocket and space industry, since they help to reduce the weight and dimensions of the pumping equipment that is so important in this field. Today, inducers as a first stage are used by a large number of pumping equipment manufacturers in pumps of various design and purpose. But at the same time centrifugal inducer stage is characterized by a negative feature: if it is used in the pump under cavitation erosion conditions, the inducer, the main element of the centrifugal inducer stage, is damaged the first.

The analysis of the literature sources suggests that the reserves of increase of cavitation erosion resistance of industrial pump centrifugal inducer stages without significantly deterioration of the cavitation properties and profitability, or increasing the dimensions only due to the geometry of the blade system of the inducer are exhausted. Therefore, it seems reasonable to find a solution for increasing of cavitation erosion resistance through others elements of the centrifugal inducer stage. Since cavitation erosion occurs on peripheral areas of inducer then, first of all, attention should be paid to this area of the inducer, which in the traditional design is a smooth surface. The publications which study the effect of replacing a smooth surface over inducer with a stator bush with curved grooves, on the energy and cavitation characteristics of inducer stage was analyzed.

The authors of these publications suggest that the positive effect of the stator bush with grooves is achieved due to the suppression of vortexes and cavitating flows, in particular the reverse flows occurring at the entrance of the inducer, which is known to be one of the factors leading to deterioration of cavitation and erosion characteristics. The above facts allowed to propose inducer bush as a mean for solving the problem of increasing the cavitation and erosion characteristics of the centrifugal inducer stage by means of inducer bush.

It is known that first traces of cavitation erosion in pumps appear only after the incubation period which can last dozens of hours. Such a long duration of incubation period greatly complicates the possibility of systematic tests for pump cavitation wear to

determine its cavitation erosion characteristics. There are a number of methods for estimating cavitation and erosion qualities of pumps: a method based on cavitation noise measurement, by measuring vibration during cavitation tests, measuring cavitation cavity length, a method using soft paint coatings, CFD methods and a method of operational life testing.

The following methods were selected from the abovementioned methods: CFD method for studying the flow pattern, method based on measurement of vibration performing during cavitation tests to obtain the main results, since it allows to determine quickly and informatively cavitation and erosion quality of the centrifugal inducer stage and the method with use of soft paint coatings to confirm the results.

But with all their advantages, these methods are indirect and give only a qualitative picture. Quantitative characteristics of cavitation and erosion qualities can only be obtained as a result of operational life tests, but they require a lot of time and material resources, so they were not used. In this paper, the traditional methods of study of the hydraulic part were used, namely: analytical studies, numerical and physical experiments. The numerical experiment allowed getting the flow pattern in the hydraulic part of the centrifugal inducer stage with the induce bushes and simulating the physical model of the work process. According to the physical model, due to the decay of the reverse flows, the main flow becomes more stable in the area of the inducer blade system, which reduces the pressure fluctuations in the flow and improves the vibration characteristics of the stage. In addition, small vortices are caused by interaction between reverse flows and grooves of inducer bush. These vortices split the cavitation cavities that appear on the blades of the inducer, which leads to an improvement in the cavitation-erosion characteristics of the stage.

The physical model indicates the decisive influence of the processes occurring in the peripheral area of the inducer, namely in the vortex structure, which is formed in the grooves of inducer bushes. This suggests the need to determine the position of the grooves, as well as their area, characterized by the number, height and width of the grooves during the design of the inducer bushes of the centrifugal inducer stage. This would allow maximally affecting the flow immediately upstream the blade system of the inducer



without worsening the pattern of the flow, which can negatively affect the head and energy characteristics of the centrifugal inducer stage.

The above results, obtained during the numerical experiment, confirmed the prospect of the use of the inducer bushes for improving the cavitation and erosion characteristics of the centrifugal inducer stage and pointed to the geometric parameters of the inducer bushes, the impact of which must be investigated using a physical experiment.

To reduce the number of experiments required to find the optimum area and determine the best variant, it is useful to design an experiment. As the main purpose of the study was to obtain improved cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage, therefore, the threshold value of the cavitation erosion resistance  $K_{ec}$  was used as an optimization parameter.

A full factorial experiment  $2^4$  considering the interaction effects was conducted, since the analysis of test performed during development of the methods showed that the interaction effects are significant. The study of all variants of inducer bushes according to the matrix of variants was performed performance and cavitation tests within 5 modes with the following capacities:  $0.3Q_{rated}$ ,  $0.5Q_{rated}$ ,  $0.75Q_{rated}$ ,  $1.0Q_{rated}$  and  $1.2Q_{rated}$ . The operating mode of  $0.75Q_{rated}$  was determined as the most dangerous in terms of cavitation resistance, and then the analysis was performed within this mode.

From the results of physical experiment, the regression equation for the cavitation erosion resistance parameter  $K_{ec}$  was obtained at operating mode of  $0.75Q_{rated}$ . This allowed for determination the significance of the inducer bush geometric parameters. The obtained regression equation suggests that the most significant parameters influencing the cavitation erosion resistance of the centrifugal inducer stage are the number of grooves and their width. An increase of these parameters improves the resistance to cavitation erosion of the centrifugal inducer stage with the inducer bush. Due to the application of the steepest ascent method to the obtained regression equation, the optimal dimensions of the inducer bush of the studied centrifugal inducer stage by means of which the maximum value of the cavitation erosion resistance  $K_{ec}$  is achieved:  $Z = 32$ ,  $b = 14 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 20 \text{ mm}$ ,  $K_{ec} = 23.5$ . At the same time, the cavitation characteristics were improved

without significant deterioration of the head and power characteristics of the centrifugal inducer stage.

The physical experiment with the use soft paint coatings has clearly confirmed the adequacy of the results obtained in the study and showed the utilization efficiency of inducer bushes as a mean against cavitation erosion in centrifugal inducer stages.

From the obtained data, the design recommendations for the inducer bushes in order to improve their cavitation erosion resistance were developed.

**Keywords:** inducer centrifugal stage, inducer bush, cavitation erosion characteristic, physical flow, guidance to design.

### **Список публікацій за темою дисертації**

#### *Статті у фахових виданнях:*

1. Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнекововідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – № 2(40). – С. 60–66.

2. Ткач П.Ю. Методи оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин / П.Ю. Ткач // Вісник СумДУ. – 2013. – №4. – С. 91–96.

3. Ткач П.Ю. Експериментальна установка та методика проведення дослідження впливу надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насосу / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – № 3(45). – С. 16–21.

4. Ткач П.Ю. Анализ пульсаций давления на кавитационных режимах в первых ступенях центробежных насосов / П.Ю. Ткач, В.А. Куценко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 4(54). – С. 37–41.

5. Ткач П.Ю. Влияние негладкой надроторной втулки перед рабочим колесом на характеристики первой ступени центробежного насоса / В.П. Авдеенко, А.С. Косторной, В.А. Куценко, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – № 1(59). – С. 39–46.

*Стаття у фаховому виданні, яке входить до наукометричної бази Scopus:*

6. Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage with the inducer bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. Vol. 4, No. 11(94). – P. 24–31. DOI:10.15587/1729-4061.2018.139392.

*Стаття в іноземному виданні, яке входить до наукометричної бази Scopus:*

7. Tkach P. Y. Influence of Geometric Parameters of Inducer Bush Design on Cavitation Erosion Characteristics of Centrifugal Inducer Stage of Pump //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – Vol. 233. – №. 1. – P. 012012. DOI:10.1088/1757-899X/233/1/012012.

*Стаття у складі збірника:*

8. Ткач П.Ю. Влияние геометрических параметров надроторных элементов предвключенного осевого колеса на кавитационно-эрозионные качества шнекоцентробежной ступени центробежного насоса / П.Ю. Ткач // Збірник доповідей учасників XV Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» «Гервікон + насоси 2017». – Суми: Територія, 2017. – С. 124–134.

*Тези доповідей:*

9. Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнекововідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XVIII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 21–24 травня, 2013 р. – Київ, 2013. – С. 138.

10. Ткач П.Ю. Методы оценки кавитационно-эрозионных качеств гидромашин / П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 23–26 квітня, 2013 р. – Суми, 2013. – Ч. II. – С. 89–90.

11. Ткач П.Ю. Методи та засоби дослідження кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня нетрадиційної конструкції шляхом фізичного експерименту / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: III Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 22–25 квітня, 2014 р. – Суми, 2014. – Ч. II. – С. 152–153.

12. Ткач П.Ю. Експериментальна установка та методика проведення дослідження впливу надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насоса / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XIX Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 21–24 травня, 2014 р. – Кіровоград, 2014. – С. 147.

13. Ткач П.Ю. Тестування продукту ANSYS CFX на прикладі течії у шнековідцентровому ступені з моделюванням радіального зазору на периферії передвключеного осьового колеса / П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: IV Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 14–15 квітня, 2015 р. – Суми, 2015. – Ч. II. – С. 78.

14. Ткач П.Ю. Структура потоку течії рідини у шнекововідцентровому ступені насоса з надроторними елементами / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XX Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 26–29 травня, 2015 р. – Київ, 2015. – С. 138.

15. Ткач П.Ю. Отработка методики оценки кавитационно-эрозионных качеств шнекоцентробежных ступеней с помощью вибрационных характеристик / П.Ю. Ткач // Промислова гідраліка та пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП: тези доп., 15–17 жовтня 2015 р. – Суми, 2015. – С. 69.

16. Ткач П.Ю. Можливість використання програм чисельної гідродинаміки для оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин / П.Ю. Ткач // Сучасні технології у промисловому виробництві: Матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19–22 квітня 2016 р.), Ч. 2, СумДУ. – Суми, 2016. – С. 753.

17. Ткач П.Ю. Вплив надроторних елементів шнеку на картину течії рідини у шнекововідцентровому ступені насоса / О.С. Косторний, П.Ю. Ткач //

Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXI Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 24–27 травня, 2016 р. – Київ, 2016. – С. 28.

18. Ткач П.Ю. Проміжні результати дослідження впливу геометричних параметрів надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня відцентрового насоса / П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 23–26 травня, 2017 р. – Черкаси, 2017. – С. 34–36.

19. Ткач П.Ю. Перевірка кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами методом з використанням легкоруйнівних покриттів / П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXIII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 19–22 червня, 2018 р. – Київ, 2018. – С. 65–67.

*Патент України:*

20. Патент на корисну модель 81633 Україна F04D 29/66 (2006.01) / Шнековідцентровий ступінь насоса / В.П. Авдеєнко, О.В. Єлін, В.О. Куценко, П.Ю. Ткач; заявник і патентовласник Публічне акціонерне товариство «Сумський завод насосного та енергетичного машинобудування «Насосенергомаш» – № u201214625; заявл. 20.12.2012; опубл. 10.07.2013, бюл. № 13.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІНФОРМАЦІЇ ПО ТЕМІ ДОСЛІДЖЕННЯ ....	12
1.1. Використання передвключених коліс у складі промислових насосів: досягнення та перспективи .....	12
1.2. Кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня.....	18
1.3. Застосування надроторних елементів шнеку .....	24
1.4. Огляд наявних методів оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин.....	27
1.4.1 Метод оцінки, заснований на замірі кавітаційного шуму.....	28
1.4.2 Метод оцінки шляхом заміру вібрації під час кавітаційних випробувань.....	30
1.4.3 Метод візуалізації.....	31
1.4.4 Метод оцінки із заміром довжини каверни .....	31
1.4.5 Метод оцінки з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів .....	33
1.4.6 CFD методи .....	34
1.4.7 Метод ресурсних випробувань .....	44
1.5 Висновки .....	45
РОЗДІЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ЙОГО ПРОВЕДЕННЯ.....	47
2.1. Постановка задачі дослідження .....	47
2.2. Визначення об'єкта, методу й засобів проведення дослідження .....	49
2.3. Методика проведення дослідження шляхом віртуального експерименту.....	51
2.4. Експериментальна установка та методика проведення дослідження шляхом фізичного експерименту .....	55
2.4.1 Опис експериментального стенда та засобів вимірювання .....	55
2.4.2 Методика проведення випробувань та обробки параметрів.....	57
2.4.3 Оцінка похибок вимірювання .....	68
2.5. Висновки .....	73

РОЗДІЛ 3 ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ ТЕЧІЇ РІДИНИ У ШНЕКОВОВІДЦЕНТРОВОМУ СТУПЕНІ З НЕГЛАДКОЮ СТАТОРНОЮ ВТУЛКОЮ НАД ШНЕКОМ.....	75
3.1 Підтвердження вибору інструменту дослідження .....	75
3.2 Фізична модель течії у шнекововідцентровому ступені .....	77
3.3 Вплив надроторних елементів шнеку на картину течії в шнекововідцентровому ступені.....	79
3.4. Висновки .....	84
РОЗДІЛ 4 КАВІТАЦІЙНО-ЕРОЗІЙНІ ЯКОСТІ ШНЕКОВОВІДЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ З НЕГЛАДКОЮ СТАТОРНОЮ ВТУЛКОЮ НАД ШНЕКОМ.....	85
4.1. Планування фізичного експерименту .....	85
4.2 Аналіз даних, отриманих при реалізації плану експерименту .....	89
4.3 Перевірка основних отриманих результатів альтернативним методом з використанням легкоруйнівних лакових покриттів.....	99
4.4 Рекомендації до проектування шнекововідцентрового ступеня з високими кавітаційно-ерозійними якостями.....	101
4.5. Висновки .....	101
ВИСНОВКИ .....	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	105
ДОДАТОК А .....	118
ДОДАТОК Б.....	119
ДОДАТОК В.....	128
ДОДАТОК Г .....	131

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ

### Умовні позначення

$H$	– напір, м;
$n$	– частота обертання, об/хв;
$Q$	– подача насоса, витрата рідини, м <sup>3</sup> /с;
$NPSH$	– надкавітаційний напір на вході, кавітаційний запас, м;
$n_s$	– коефіцієнт швидкохідності;
$C_{кр}$	– критичний кавітаційний коефіцієнт швидкохідності;
$\eta$	– коефіцієнт корисної дії;
$K_e$	– параметр стійкості до кавітаційної ерозії;
$\omega$	– кутова швидкість обертання, с <sup>-1</sup> ;
$\rho$	– густина рідини, кг/м <sup>3</sup> ;
$g$	– прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> ;
$W$	– відносна швидкість, м/с;
$U$	– колова швидкість, м/с;
$V$	– абсолютна швидкість, м/с;
$S$	– площа, м <sup>2</sup> ;
$P$	– тиск, Па;
$D_2$	– зовнішній діаметр робочого колеса, м;
$D_{ш}$	– зовнішній діаметр передвключеного колеса (шнека), м;
$b_2$	– ширина робочого колеса, м;
$Z$	– число пазів у надроторній втулці;
$h$	– глибина пазів, мм;
$b$	– ширина пазів, мм;
$l$	– довжина пазів, мм;
$\varphi$	– коефіцієнт витрати;
$\Psi$	– коефіцієнт напору;



$\tau$	– коефіцієнт потужності;
$\kappa$	– коефіцієнт кавітаційного запасу;
$\gamma$	– коефіцієнт віброприскорення;
$\hat{y}$	– узагальнений критерій оптимізації;
$X$	– кодоване позначення фактору;
$s$	– дисперсія;
$F$	– критерій Фішера.

#### Індекси

$ш$	– параметр передвключеного колеса;
$n$	– порогове значення параметра;
$M$	– меридіональний параметр;
$ст$	– параметр ступеня;
$в$	– значення параметра, отриманого у випробуванні;
$б$	– базове значення параметра;
$вт$	– параметр втулки;
$i$	– номер параметра.

#### Скорочення

ШВС	– шнекововідцентровий ступінь;
ПК	– передвключене колесо (або шнек);
РК	– робоче колесо;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
CFD	– обчислювальна гідродинаміка (Computational Fluid Dynamics);
ФЕ	– фізичний експеримент;
ВЕ	– віртуальний експеримент.

## ВСТУП

### *Актуальність теми.*

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 і за різними оцінками споживає від 20 до 25 % усієї електричної енергії, що виробляється у світі, а в деяких галузях цей показник взагалі сягає 50 % [1]. Для більш економічного та енергоефективного підбору насосного обладнання використовується розрахунок вартості життєвого циклу насоса [2], що складається з собівартості, витрат на його технічне обслуговування та на електроенергію, які у свою чергу суттєво залежать від вибору конструкції насоса.

Важливим показником, що обумовлює конструкцію насоса є його кавітаційна характеристика. Одним з ефективних шляхів покращення всмоктувальної здатності насоса є використання першого шнекововідцентрового ступеня [3]. Перший шнекововідцентровий ступінь прийшов до насособудування промислових насосів із ракетної галузі, в якій зменшення масогабаритних характеристик завжди було першочерговою метою, і на сьогодні зазнав широкого застосування у багатьох конструкціях відцентрових насосів. Використання першого шнекововідцентрового ступеня дозволяє знизити масогабаритні характеристики насоса за рахунок можливості переходу на підвищену частоту обертання ротора. Також застосування шнекововідцентрового ступеня у складі вертикальних конденсатних та нафтових підірних насосів дозволяє зменшити заглиблення першого ступеня, і, відповідно, скоротити їх осьові габарити, а у живильних насосних агрегатах – позбутися необхідності використання бустерного насоса. Все це ілюструє можливість зменшення масогабаритних характеристик, а відповідно і собівартості насоса, яка є ваговою складовою у вартості життєвого циклу, за рахунок використання шнекововідцентрового ступеня у складі відцентрових промислових насосів.

При цьому існує проблема застосування першого шнекововідцентрового ступеня, тому що у разі його використання в насосі основних пошкоджень від кавітаційної ерозії зазнає головна складова шнекововідцентрового ступеня – передвключене колесо [4]. Виходячи з того, що вимоги до кавітаційної стійкості робочих органів відцентрових насосів все зростають, стає зрозуміло, що досягнутих раніше показників стійкості перших шнекововідцентрових ступенів до кавітаційної ерозії стає замало. Тому задача підвищення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня є актуальною.

***Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.***

Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт АТ «ВНДІАЕН». Експериментальні роботи проводилися згідно додаткової угоди № 524 до договору № 2009 на виконання науково-дослідної роботи за темою «Дослідження впливу надроторних елементів шнеку на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня». Внесок здобувача: участь у якості відповідального виконавця науково-дослідної роботи, проектування надроторних елементів, випробування шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами над передвключеним колесом на експериментальному стенді, отримання характеристик ступенів, складання звіту про виконання науково-дослідної роботи.

***Мета і задачі дослідження.*** Мета роботи – вдосконалення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів та розроблення рекомендацій до їх проектування.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- розгляд шляхів підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня;
- розроблення фізичної моделі течії у шнекововідцентровому ступені з надроторними елементами;
- визначення оптимального поєднання геометричних параметрів надроторних елементів, які визначально впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня за допомогою фізичного експерименту;

– розроблення рекомендацій до проектування надроторних елементів для шнекововідцентрових ступенів.

**Об’єкт дослідження** – робочий процес у проточній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами.

**Предмет дослідження** – вплив геометричних параметрів надроторних елементів над передвключеним колесом у шнекововідцентровому ступені на його кавітаційно-ерозійні характеристики.

**Методи дослідження.** Аналітичний аналіз проводився з використанням матеріалів до дослідження та експериментального відпрацювання модельних шнекововідцентрових ступенів в АТ «ВНДІАЕН».

Віртуальний експеримент проводився методом числового вирішення системи диференційних рівнянь, які описують фундаментальні закони гідромеханіки – рівняння руху в’язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, та був верифікований за допомогою зондування течії у шнекововідцентровому ступені.

Фізичний експеримент, як складова частина проведеного дослідження, передбачав випробування шнекововідцентрового ступеня на експериментальному стенді АТ «ВНДІАЕН». Достовірність отриманих результатів забезпечувалась використанням загальноприйнятої в насособудуванні практики проведення фізичного дослідження, а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин.

***Наукова новизна отриманих результатів:***

– вперше у вітчизняному насособудуванні запропоновано розрахункову модель шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами, що включає в себе 3D модель розрахункової області, систему диференційних рівнянь, які описують усталену течію рідини в проточній частині, модель турбулентності, а також початкові та граничні умови, що дозволило провести віртуальний експеримент та отримати верифіковані результати;

– вперше, на основі отриманих завдяки віртуальному експерименту картин і параметрів течії, сформульовані положення фізичної моделі течії у проточній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами;

– досліджено вплив геометричних розмірів надроторних елементів на характеристики шнекововідцентрового ступеня насоса, що дозволило вперше визначити оптимальні співвідношення геометричних параметрів надроторної втулки для поліпшення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня насоса зі збереженням напірної та енергетичної характеристик;

– вперше запропоновано модель оцінки порогового параметра кавітаційної ерозії при використанні надроторних елементів, що дозволяє на етапі проектування оцінити ефективність застосування надроторних елементів.

***Практичне значення одержаних результатів*** для насособудування полягає в наступному:

– запропоновано схему поліпшення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня за допомогою установки надроторних елементів, на яку отримано патент України на корисну модель;

– отримано значення порогового параметра кавітаційної ерозії  $K_{en} = 23,5$ , що доводить можливість підвищення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрових ступенів за допомогою надроторних елементів, а також дозволяє розширити діапазон роботи насоса зі шнекововідцентровим ступенем;

– розроблено рекомендації з проектування надроторних елементів для шнекововідцентрового ступеня, що дозволяє на стадії проектування визначати геометричні параметри надроторної втулки для підвищення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня.

Основні результати роботи впроваджені на підприємствах АТ «ВНДІАЕН», АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» і в навчальний процес Сумського державного університету, що підтверджено відповідними актами.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Постановка задач досліджень, аналіз та обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

У друкованих працях, опублікованих особисто і у співавторстві, автору належать: [5, 6, 7, 8, 9] – обґрунтування доцільності використання шнекововідцентрового ступеня у складі відцентрового насоса та можливості застосування надроторних елементів для покращення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня; [10, 11, 12] – аналіз наявних методів оцінки кавітаційно-ерозійних якостей перших ступенів насосів та вибір методики проведення дослідження; [13, 14, 15] – опис експериментальної установки та обґрунтування виду цільової функції залежності віброприскорення від кавітації для шнекововідцентрового ступеня зі змінними геометричними параметрами надроторних елементів за допомогою планування багатofакторного експерименту; [16, 17, 18, 19] – проведення експериментального дослідження та аналіз отриманих результатів; [20, 21, 22, 23] – проведення чисельного моделювання потоку рідини у шнекововідцентровому ступені, аналіз отриманих картин течій та формулювання фізичної моделі; [24] – розробка моделі оцінки порогового параметра кавітаційної ерозії при використанні надроторних елементів, рекомендації до їх проектування.

#### ***Апробація результатів дисертації.***

Основні положення і результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

– XVIII–XXIII Міжнародних науково-практичних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2013 р., 2015 р., 2016 р., 2018 р.; м. Кіровоград, 2014 р.; м. Черкаси 2017 р.);

– XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.);

– II–IV Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2013–2015 рр.);

– XV Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» «Гервікон + насоси 2017» (м. Суми, 2017 р.).

**Публікації.** За матеріалами дисертації опубліковано 20 наукових робіт, серед яких 6 статей у фахових виданнях України, 1 з яких входить до наукометричної бази Scopus, 1 стаття в закордонному виданні, яке входить до наукометричної бази Scopus, 1 стаття у складі збірника, тези 11 доповідей на науково-технічних конференціях, а також 1 патент України на корисну модель.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи складає 134 сторінки. Дисертаційна робота містить 45 рисунків, 18 з яких на окремому аркуші в додатку; 11 таблиць за текстом, із яких 1 таблиця в додатку; 4 додатки на 16 сторінках, список використаної літератури з 118 джерел на 12 сторінках.

Автор висловлює вдячність науковому керівнику к.т.н., доц. Єліну О.В. за методичну та наукову допомогу у роботі над дисертацією. Також автор висловлює глибоку вдячність колегам науково-дослідного відділу проточних частин АТ «ВНДІАЕН» за організаційну підтримку, участь у проведенні дослідження та допомогу при виконанні роботи, а також усім співробітникам кафедри прикладної гідроаеромеханіки за всебічне сприяння. Щира подяка сім'ї, рідним та друзям за моральну підтримку.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІНФОРМАЦІЇ ПО ТЕМІ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### **1.1. Використання передвключених коліс у складі промислових насосів: досягнення та перспективи**

Шнекововідцентровий ступінь знайшов застосування у складі насосного обладнання в ракетно-космічній та авіаційній галузі ще з середини ХХ сторіччя [25]. Це обумовлено тим, що впровадження шнекововідцентрового ступеня забезпечувало можливість зменшення масогабаритних характеристик насоса, що так важливі у цих галузях, у сукупності з гарними кавітаційними якостями. Зацікавленість у такій конструктивній схемі підтверджується цілим рядом робіт, що присвячені дослідженню, розрахунку та проектуванню шнекововідцентрових ступенів, які були опубліковані у той час [26–30]. З часом зріст одиничної потужності насосного обладнання поставив аналогічні виклики й перед виробниками промислових насосів, що змусило звернути їх увагу на конструкції насосів зі шнекововідцентровим ступенем.

Головна відмінність шнекововідцентрового ступеня від відцентрового, що є більш звичним для конструкцій промислових насосів, – це наявність передвключеного колеса. У сучасних конструкціях промислових відцентрових насосів отримала розповсюдження конструктивна схема виконання шнекововідцентрового ступеня, в якій передвключене та робоче колеса встановлені на одному валу та мають однакову швидкість обертання. В інших аспектах, таких як конструкція підводу та відводу, а також методи їх вибору та розрахунку суттєво не відрізняються. Конструкція робочого колеса також не має суттєвих відмінностей. Єдиним аспектом, який необхідно враховувати є узгодження роботи робочого та передвключеного коліс.

Принципова схема шнекововідцентрового ступеня традиційної конструкції приведена на рисунку 1.1.



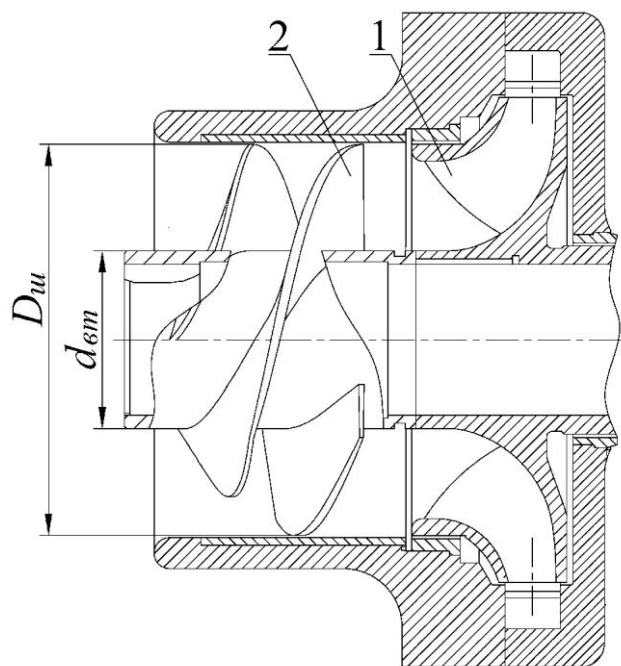


Рисунок 1.1 – Принципова схема шнекововідцентрового ступеня традиційної конструкції: 1 – відцентрове робоче колесо; 2 – передвключене колесо

Передвключене колесо, що використовується у ШВС, представляє собою типове колесо осьового типу, що відрізняється від інших конструкцій осьових коліс характерними співвідношеннями геометричних параметрів. До цих параметрів можна віднести зовнішній діаметр  $D_{ш}$ , діаметр втулки  $d_{шм}$ , число лопатей  $Z_{ш}$ , довжина лопаті на відповідному діаметрі  $l_i$ , кут встановлення лопаті на відповідному діаметрі  $\beta_{ши}$  та форма профілю лопаті. Багаторічна практика створення та використання ШВС для насосів загальнопромислового призначення дозволила відпрацювати рекомендації до вибору геометричних параметрів передвключеного колеса з точки зору максимально ефективного використання ШВС саме у цій галузі [31].

Передвключене колесо встановлюється перед входом у робоче колесо і його основна мета – це створення напору для підтримання беззривної роботи відцентрового робочого колеса. При цьому на загальну параметричну характеристику залежності напору  $H$  від подачі  $Q$  наявність передвключеного

колеса майже ніяк не впливає. Головною причиною застосування ШВС є його кавітаційна характеристика. Для її оцінки зазвичай використовують два критерія: кавітаційний запас  $NPSH$  та кавітаційний коефіцієнт швидкохідності  $C$ . Кавітаційний запас являє собою перевищення повного тиску на вході у насос над тиском пароутворення при даній температурі робочого середовища. Розрізняють критичний  $NPSH_3$  та допустимий  $NPSHR$  кавітаційний запас.

Критичний кавітаційний запас визначається як величина  $NPSH$ , за якої повний напір насоса зменшився на величину, що дорівнює 3% від повного напору першого ступеня у порівнянні з напором, коли кавітація відсутня. Значення  $NPSH_3$  отримують у ході випробувань шляхом зняття часткової кавітаційної характеристики.

Допустимий кавітаційний запас – це мінімальне значення  $NPSH$ , за якого забезпечуються всі гарантовані параметри насоса, він зазвичай призначається на основі відповідного досвіду.

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності визначається за формулою [32]:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{NPSH^{\frac{3}{4}}}.$$

Розрізняють відповідно критичний  $C_{кр}$  та допустимий  $C_{доп}$  кавітаційний коефіцієнт швидкохідності.

На сьогодні для промислових насосів зі шнекововідцентровим ступенем, освоєних у виробництві, досягнуто значення критичного кавітаційного коефіцієнту швидкохідності  $C_{кр} = 3000$  на відміну від відцентрового ступеня зі значенням  $C_{кр} = 1000\text{--}1100$  [3].

В Україні великий досвід використання шнекововідцентрових ступенів в промислових насосах мають АТ «Сумський завод «Насосенергомаш», ПАТ «Сумське НВО» та АТ «ВНДІАЕН». Науково-дослідний та проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування АТ «ВНДІАЕН» (м. Суми, Україна) більш ніж 50 років спеціалізується на

дослідженнях та розробці перших шнековідцентрових ступенів для насосів різного конструктивного виконання та призначення (рис. 1.2).

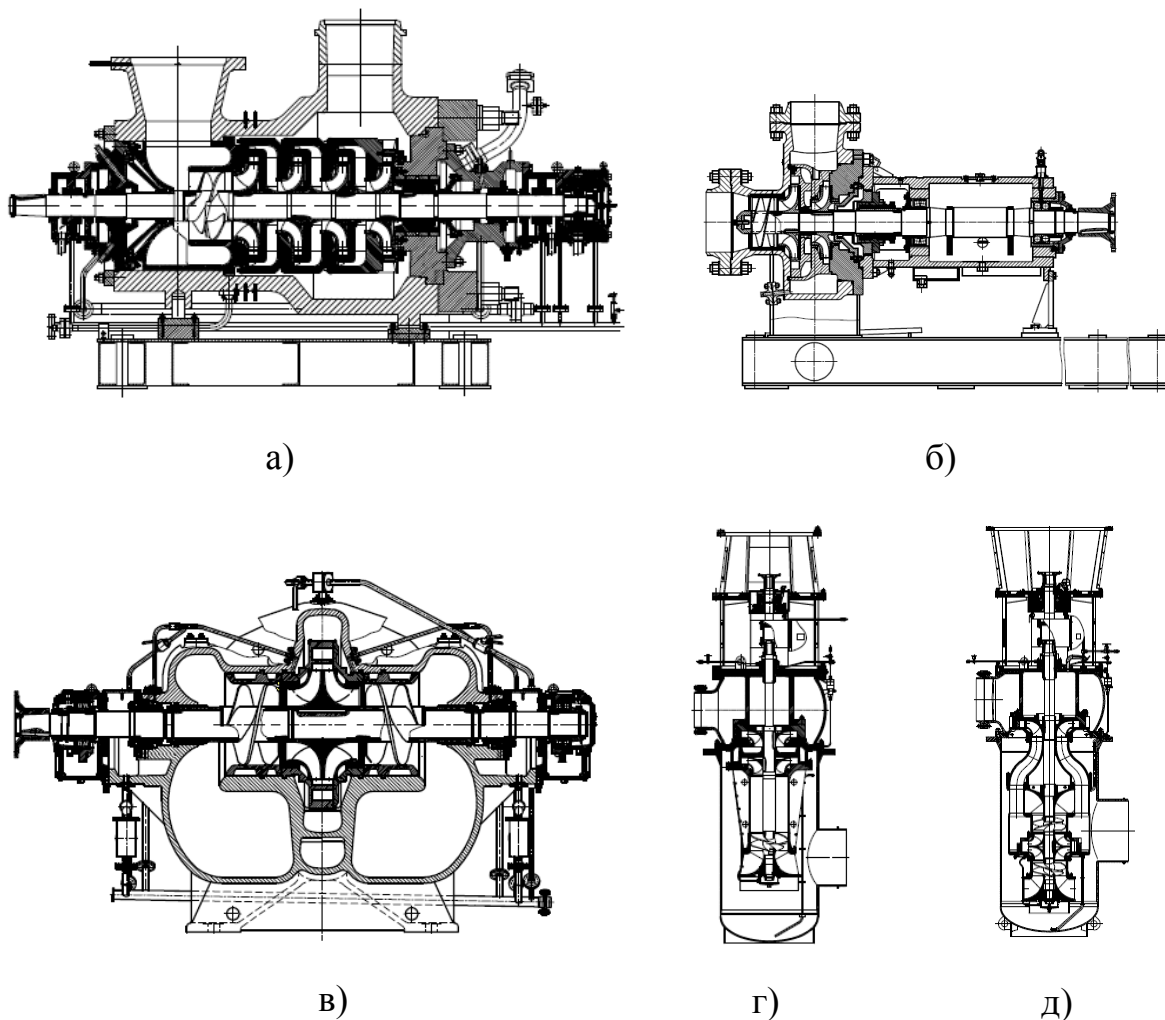


Рисунок 1.2 – Приклади конструктивних схем промислових насосів зі шнековідцентровим ступенем, розроблених фахівцями АТ «ВНДІАЕН»:

- а) живильний насос [33]; б) насос для нафтопереробки [34];
- в) нафтовий підпірний насос [35]; г) нафтовий підпірний насос [36];
- д) нафтовий підпірний насос [37]

На сьогодні розробкою та виготовленням промислових насосів зі шнековідцентровими ступенями займаються такі відомі в світі компанії

насосовиробники: KSB, Flowserve, Sulzer, Ebara, Weir Gabbioneta, Goulds pumps, Vogel pumpen, Handol pumps, Peerless pumps, SIHI pumps, SPX pumps та інші.

Доступні відомості щодо зарубіжних насосів, які мають в своєму складі шнекововідцентровий ступінь представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Перелік виробників і марок насосів, в яких використовується перший шнекововідцентровий ступінь

№ з/п	Фірма	Країна	Марка насоса	Область застосування насосів
1	KSB	Федеративна Республіка Німеччина	WVR, VFO, VB, VB(o), WKTA, WKT	Конденсатні насоси
2	Sulzer	Швейцарська Конфедерація	ZE/ZF Process Pump, OHHL	Живильні й конденсатні насоси для хімічної та нафтової промисловості
3	Ebara	Японська Держава	ECC, EC, ECR	Нафтохімічна промисловість
4	Mitsubishi Heavy Industries	Японська Держава	VPCSIVM	Живильні насоси для судових установок, хімічні насоси, транспортування нафти
5	Weir	Англія	Warman L heavy duty slurry pumps, 12 TAHF	Шламкові насоси
6	Pacific Pumps	Сполучені Штати Америки	-	Транспортування нафти, відкачка конденсату на електростанціях
7	Atlas Copco JC Carter Pumps	Сполучені Штати Америки	HHI-JC Carter-SNECMA LNG Cargo Pump	Кріогенні насоси для транспортування рідкого газу
8	FLOWSERVE	Сполучені Штати Америки	ERPN, FRBH, HPX, HWM	Насоси для роботи під високим тиском на температурних границях і зі складними рідинами

№ з/п	Фірма	Країна	Марка насоса	Область застосування насосів
9	Worthington	Сполучені Штати Америки	HNI-DS, D-1000	Нафтохімічна промисловість, живильні насоси
10	АО «ЛГМ»	Російська Федерація	ЦНГ	Конденсатні насоси
11	ЗАО «Энергомаш (Сысерть – Уралгидромаш)»	Російська Федерація	НПВ	Насоси марки НПВ (підпірні, вертикальні)
12	ОАО «НПО Энергомаш» им. академика В.П. Глушко	Російська Федерація	НГПН	Насос для транспортування нафти (НГПН 3600-120)

Аналіз таблиці 1.1 показує, що насоси з ШВС переважно застосовуються у нафтохімічній промисловості. Однією з причин, що пояснює цю тенденцію, є проблема з кавітаційною ерозією. Основною негативною особливістю при використанні ШВС є те, що у разі виникнення кавітаційної ерозії основних пошкоджень зазнає передвключене колесо. А при роботі насосів на робочих рідинах з нафтопродуктів проблем, пов'язаних з кавітаційною ерозією, виникає набагато менше у порівнянні з роботою на воді.

Відцентрові насоси мають велике розповсюдження серед найпоширенішого промислового обладнання. Одним з основних факторів, що обмежує прирощення одиничної потужності насосів є кавітаційна ерозія, через яку кожного року зазнають ураження сотні тон металу проточних частин, від чого виходять з ладу насоси та потребують заміни робочі органи насосного обладнання.

Сучасні потреби виробництва вимагають від насособудівної галузі створення все більш потужних насосів зі збільшенням частоти їх обертів – все це приводить до інтенсифікації руйнівної дії кавітації, яка виникає у протічних частинах гідромашин,

що значно обмежує можливості застосування ШВС у складі сучасних промислових відцентрових насосів.

## **1.2. Кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня**

Питанню кавітації присвячено багато робіт, але цей складний процес має велике різноманіття форм, та проявляється в багатьох фізичних явищах, тим самим ускладнюючи його дослідження [38, 39]. Кавітація – це процес порушення суцільності рідини, який характеризується утворенням всередині рідини порожнин, заповнених газом, паром або їх сумішшю (кавітаційних каверн), який виникає внаслідок місцевого зниження тиску в рідині до певного критичного значення (тиску насиченої пари цієї рідини при даній температурі), що може відбуватися або при збільшенні швидкості рідини (гідродинамічна кавітація), або при проходженні акустичної хвилі великої інтенсивності під час півперіоду розрідження (акустична кавітація).

Кавітаційна ерозія являє собою одну з найголовніших негативних проявів кавітації, яка виникає як наслідок схлопування кавітаційних каверн, які виникли у потоці рідини при умові підвищення її тиску. Схлопування каверн супроводжується кумулятивним ефектом, що підвищує концентрацію енергії, тому в ударній хвилі створюються вельми значні тиски, високі температури, електричні розряди, виникає світіння та активізуються хімічні реакції [40–42]. Через те, що під час виникнення кавітації протікає така велика кількість фізичних процесів досі науковці не прийшли до єдності думки природи руйнівної дії кавітаційної ерозії.

Можна виділити такі механізми впливу кавітаційної ерозії на тверде тіло:

– механічний вплив, що проявляється у вигляді ударних хвиль та кумулятивних мікроструменів, що виникають при руйнуванні кавітаційних каверн;

– хімічний вплив кавітації, що проявляється як хімічна корозія поверхонь у хімічно активних середовищах;

– електрохімічні ефекти, що обумовлені виникненням електричних потенціалів високих напружень при схлопуванні каверни біля твердої поверхні;

– тепловий вплив від кавітації, що виникає у вигляді імпульсів високої температури при схлопуванні кавітаційної каверни.

Складність механізму впливу кавітаційної ерозії на тверді поверхні дозволяє припустити, що при детальному розгляді спеціальних задач гідромеханіки, акустики чи ультразвукових технологій перелік механізмів впливу руйнування поверхні під впливом кавітаційної ерозії може суттєво розширитися. При цьому для розв'язання конкретної задачі достатньо враховувати лише один фактор впливу, тому що у порівнянні з ним дію інших факторів можна вважати не суттєвою. Серед науковців, що займаються гідродинамікою переважає думка, що основною причиною виникнення руйнувань деталей проточних частин гідромашин є механічна дія від руйнування кавітаційних каверн, яка отримала назву гіпотеза гідромеханічної взаємодії [43–46].

Для боротьби з кавітаційною ерозією науковцями були розроблені різноманітні засоби [4, 38, 47, 48]: вибір більш стійкого до кавітаційної ерозії матеріалу деталей, спеціальні покриття, спеціальна геометрія проточної частини та інші. Але виходячи з того, що за основний фактор приймається механічний вплив кавітаційної ерозії на поверхні проточної частини ШВС, а інші фактори враховуватися не будуть, то в якості основних методів боротьби з кавітаційною ерозією в контексті даної роботи будуть розглядатися тільки гідродинамічні методи.

Проблеми кавітаційної ерозії ПК, які використовуються у насосах рідинно-ракетних двигунів, детально не досліджувалися, що може бути пояснено мінімальними вимогами до ресурсу даного обладнання [49–51]. Найбільш ґрунтовний аналіз окремих досліджень по використанню суперкавітуючих ПК для покращення кавітаційно-ерозійних характеристик високооберткових насосів тривалої та багаторазової експлуатації проведений в роботі [52]. При цьому розглянуто результати досліджень, виконаних в 70–80-х роках ХХ сторіччя японськими та американськими вченими, а також результати робіт, що проводилися у той же період у Калузькому філіалі МВТУ ім. Н.Е. Баумана, Дослідницькому Центрі ім. М.В. Келдиша та у НВО «Гідромаш».

На початку запровадження шнекововідцентрових ступенів у склад промислових відцентрових насосів питання стійкості ПК до кавітаційної ерозії не розглядалося. Відомі лише публікації І. Пірсола початку 70-х років минулого сторіччя щодо застосування режиму суперкавітації для покращення кавітаційно-ерозійних якостей ПК, які використовуються у відцентрових насосах обробної промисловості для перекачування робочих середовищ з високою температурою кипіння [38].

Значний внесок у дослідження робочого процесу та природу кавітаційної ерозії у шнекововідцентрових ступенях зробили радянські науковці Шапіро А.С., Панайотті С.С., Карелін В.Я. Окремо можна виділити роботи працівників ВНДІАЕН, таких як Жуков В.М., Куценко В.А., які проводили ґрунтовні дослідження кавітації та кавітаційної ерозії для можливості впровадження ШВС у конструкції промислових насосів. Результати їх досліджень, у вигляді напрацювань по кавітаційно-ерозійним характеристикам ШВС промислових насосів різного призначення, наведені у роботах [3, 4, 25, 52–54]. Ними були проведені дослідження характеру та інтенсивності кавітаційного руйнування ПК, експериментально підтверджена можливість зменшення руйнівної дії кавітаційної ерозії у ШВС, що дозволило розробити ряд успішних конструкцій насосів з першим ШВС.

Ще одним важливим фактором, що був виявлений при дослідженні робочого процесу у шнекововідцентрових ступенях, є вплив режиму роботи за подачею. Майже всі науковці, що займалися дослідженням робочого процесу у осьових колесах відзначають погіршення його характеристик при роботі на зменшених від номінальної подачах [53–61]. За час дослідження цього явища накопичено величезний об'єм експериментального матеріалу, проте досі науковці не прийшли до спільної думки щодо процесів, які відповідають за порушення стабільності характеристик осьових коліс під час роботи на режимах недовантаження та причин, що їх викликають.

Була запропонована велика кількість гіпотез робочого процесу в осьових колесах при порушенні стабільності їх характеристик при роботі на зменшених від



номінальної подачах [28, 62–64], які намагались по різному описати та пояснити природу і причини виникнення цього явища, але в усіх цих дослідженнях зворотні токи виникають при досягненні певної критичної подачі, при цьому цей процес супроводжується погіршенням всіх основних характеристик насоса, в тому числі й кавітаційно-ерозійних. Найбільш негативною стороною прояву погіршення кавітаційно-ерозійних характеристик є більш інтенсивне кавітаційне зношування елементів проточної частини насоса, що особливо сильно проявляється на режимах недовантаження.

Також за результатами вищенаведених досліджень було встановлено, що найбільш типовим є руйнування ПК від дії кавітаційної ерозії з тильної сторони лопаті, при цьому це руйнування концентрується найчастіше саме на периферійних ділянках лопаті (рис. 1.3).

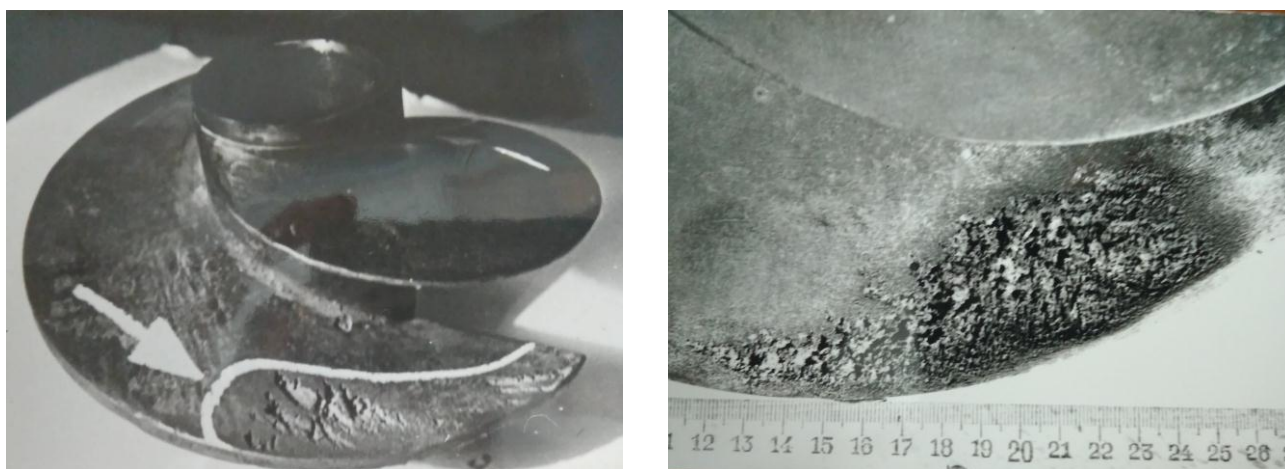


Рисунок 1.3 – Картини руйнувань передвключених коліс під впливом кавітаційної ерозії

Для того, щоб порівняти ступінь ураження кавітацією поверхонь ПК шнекововідцентрового ступеня, необхідно визначити певний показник, який ускладнює широкий спектр особливостей кавітаційного впливу і властивостей

матеріалів. Жуковим В.М. у якості такого показника був запропонований параметр стійкості до кавітаційної ерозії  $K_e$ , що обраховується за формулою [31]:

$$K_e = U_{ш} \cdot \sqrt{D_{ш}}, \quad (1.1)$$

де  $U_{ш}$  – колова швидкість на зовнішньому діаметрі лопатей ПК, м/с;

$D_{ш}$  – зовнішній діаметр лопатей ПК, м.

У випадку, якщо величина параметра  $K_e$  є меншою за деяке його порогове значення  $K_{en}$ , кавітаційна ерозія відсутня. У свою чергу порогове значення  $K_{en}$  залежить від режиму роботи, матеріалу та конструкції ПК, роду середовища, яке перекачується, та ін. Отримані у ВНДІАЕН експериментальні значення  $K_{en}$ , що визначаються конструкцією ПК та родом рідини, яка перекачується, наведено у таблиці 1.2 [31].

Таблиця 1.2 – Вплив конструкції передвключеного колеса та роду рідини, що перекачується, на порогове значення параметра кавітаційної ерозії  $K_{en}$

№ з/п	Характеристика лопатевої системи передвключеного колеса	Значення $K_{en}$		
		вода $t < 50 \text{ }^\circ\text{C}$	вода $t > 150 \text{ }^\circ\text{C}$	нафта
1	Профіль лопаті – пластина або дужка кола	9	22	25
2	Профіль лопаті – пластина або дужка кола зі збільшеним радіальним зазором	12	30	-
3	Лопать з виступом на тильній поверхні	20	-	-

Результати показали, що найбільш агресивною рідиною, з точки зору кавітаційно-ерозійного зношування, є холодна вода, а серед конструкцій передвключеного колеса можна виділити найбільш ефективну з точки зору стійкості

до кавітаційної ерозії – це передвключене колесо з виступом на тильній поверхні лопаті зі значенням параметра  $K_{en} = 20$ , прийнятого за базове, кавітаційно-ерозійні якості якого планується покращити в даному дослідженні. Конструкція передвключеного колеса з виступом на тильній поверхні лопаті була запропонована Жуковим В.М., особливості його конструкції та експлуатації описані в [4], а його зовнішній вигляд представлено на рисунку 1.4.



Рисунок 1.4 – Передвключене колесо з виступом на тильній поверхні лопаті

Покращення кавітаційно-ерозійних характеристик за рахунок передвключеного колеса з виступом на тильній поверхні лопаті пояснюється внаслідок двох властивостей. Перша – це наявність інтенсивного вихроутворення за виступом, що викликає характерні зворотні течії. У кавітаційному режимі, коли у лопатевій системі передвключеного колеса виникають кавітаційні каверни, ці зворотні течії виконують функції захисного шару. При цьому за виступом формується каверна, яка захищає поверхню лопаті від основної каверни, що виникає

на вхідній кромці. Друга властивість полягає в тому, що наявність виступу знижує ймовірність відриву основного потоку, тим самим зменшуючи інтенсивність кавітаційної ерозії [25].

Аналіз робіт [3, 31, 48, 49, 65–68] свідчить, що резерви покращення кавітаційно-ерозійних характеристик ШВС промислових насосів без суттєвого зниження величини  $C_{кр}$  та економічності, збільшення габаритів лише внаслідок геометрії лопатевої системи передвключеного колеса майже вичерпані. Найбільш доцільним є подальший пошук можливостей впливу на стійкість передвключеного колеса до кавітаційного зношування за рахунок інших елементів ШВС.

Оскільки кавітаційна ерозія найчастіше проявляється на периферійних ділянках передвключеного колеса (рис. 1.3), то в першу чергу увагу слід приділити цій області шнекововідцентрового ступеня.

### **1.3. Застосування надроторних елементів шнеку**

З відомих досліджень шнекововідцентрових ступенів науковцями був встановлений значний вплив на інтенсивність кавітації величини радіального зазору між ПК та корпусом насоса [48, 54, 69, 70]. Також розробниками передвключеного осьовихорового ступеня було знайдено ефект зменшення вібрації та шуму, що зазвичай свідчить про покращення кавітаційних характеристик, завдяки розміщенню на периферії ПК нерухомої гвинтової лопатевої решітки, осьовий хід якої протилежний ходу гвинтової лінії лопаті шнека [71–74]. Все це свідчить про перспективність пошуку інформації щодо дослідження впливу надроторних елементів над ПК на характеристики ШВС.

В традиційній конструкції шнекововідцентрового ступеня внутрішня поверхня статорної втулки над ПК виконується гладкою (рис. 1.1). Існують відомості стосовно досліджень впливу негладкої статорної втулки над ПК на характеристики та робочий процес ШВС.

У роботі [75] проводилися дослідження впливу пластини спеціальної конструкції, яка установлювалася у підводі над ПК. Завдяки використанню цієї

пластини авторам вдалося змінювати параметри потоку на вході у шнекововідцентровий ступінь і тим самим впливати на його характеристики.

Так у насосах для рідинно-ракетних двигунів визначено вплив неглибоких поздовжніх пазів, виконаних на внутрішній поверхні статорної втулки над ПК, на енергетичні та кавітаційні характеристики ШВС [76–78]. Принципова схема досліджуваного шнекововідцентрового ступеня нетрадиційної конструкції представлена на рисунку 1.5 а).

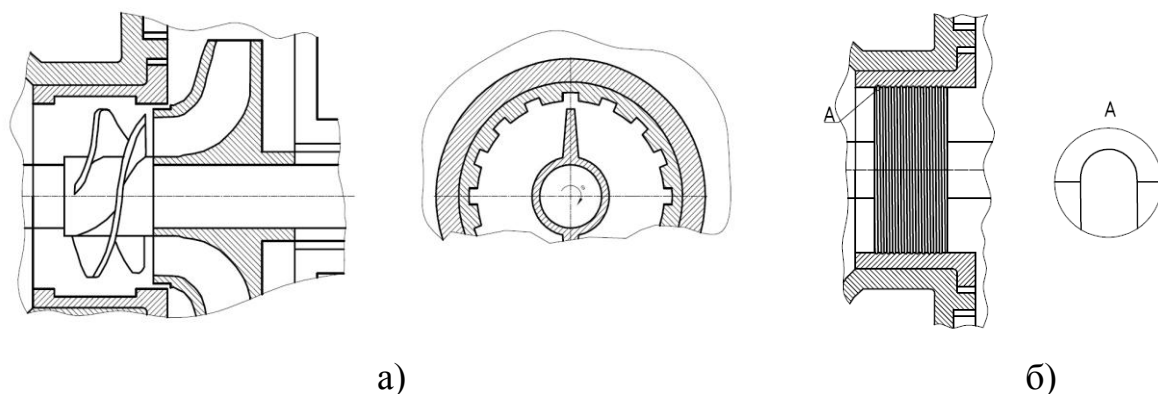


Рисунок 1.5 – Принципова схема шнекововідцентрового ступеня нетрадиційної конструкції з негладкою статорною втулкою над передвключеним колесом:

- а) статорна втулка з внутрішньою поверхнею у вигляді прямих поздовжніх пазів;
- б) статорна втулка з внутрішньою поверхнею зі зворотною гвинтовою нарізкою

Для ряду певних конфігурацій пазів на статорній втулці отримано підвищення значення  $C_{кр}$  шнекововідцентрового ступеня. На подачі  $Q$ , що відповідає максимальній економічності ступеня, досягнуто зниження припустимого кавітаційного запасу ступеня  $NPSHR$  до 20 %. При цьому абсолютне зниження економічності ступеня не перевищило 1,2 %. В роботі [79] спеціалісти японської фірми Ebara на прикладі багатоступеневого промислового насоса з першим шнекововідцентровим ступенем, що працює на скрапленому газі, проаналізували

вплив на енергетичні та кавітаційні характеристики насоса п'ятизахідних гвинтових канавок, виконаних у напрямку, протилежному обертанню ротора, на внутрішній поверхні статорної втулки над передвключеним колесом (рис. 1.5 б). У порівнянні з гладкою статорною втулкою на оптимальній подачі  $Q$  отримано зниження величини  $NPSHR$  насоса на 15 %, на режимі  $1,2Q$  – на 40 %. При цьому абсолютне збільшення економічності насоса склало 2 %. Автори цих публікацій висловлюють думку, що отриманий позитивний ефект від впровадження негладких статорних втулок пояснюється пригніченням вихрових структур та кавітаційних течій, зокрема зворотних течій, що виникають на вході у ШВС, які, як відомо, є одними зі збудників погіршення кавітаційно-ерозійних характеристик.

Були проведені попередні дослідження впливу надроторних елементів на характеристики ШВС з різними варіантами конфігурацій статорних втулок та типами передвключених коліс. Так було експериментально підтверджено принципіальну можливість покращення цілого ряду показників якості ШВС, таких як всмоктувальна здатність, економічність, рівень вібрації. Але в результаті несистематичності проведення випробувань отримано різноманітні комбінації позитивних та негативних ефектів впливу на характеристики ступеня в залежності від геометрії ПК та статорної втулки над ним, що не дозволяє однозначно оцінити ефект від впровадження надроторних елементів. Зокрема, отримано: зниження показника  $C_{кр}$  при зменшенні економічності, підвищення економічності при збереженні показника  $C_{кр}$ , підвищення показника  $C_{кр}$  при збереженні економічності [80]. Найбільш ефективно з точки зору кавітаційних характеристик зарекомендували себе надроторні елементи у вигляді прямих поздовжніх пазів прямокутної форми, виконані у статорній втулці.

Вищенаведені факти дозволили запропонувати впровадження надроторних елементів у вигляді надроторної втулки над передвключеним колесом з прямими поздовжніми пазами прямокутної форми для розв'язання проблеми підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик ШВС.

#### **1.4. Огляд наявних методів оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин**

Пошкодження матеріалу проточних частин гідромашин під дією явища кавітаційної ерозії виникає тільки у тому разі, коли інтенсивність цього впливу перевищує кавітаційну стійкість матеріалу. Як правило, початкові сліди кавітаційної ерозії з'являються лише після певного періоду, який називається інкубаційним періодом і може тривати десятки годин [54, 66, 81–83]. Така довга тривалість інкубаційного періоду значно ускладнює можливість проведення систематичних іспитів на кавітаційне зношування для визначення кавітаційно-ерозійних характеристик гідромашин. Звідси випливає актуальність аналізу наявних методів оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин для пошуку такого методу, що дозволив би дати адекватну оцінку кавітаційно-ерозійному пошкодженню і при цьому максимально заощадити час та матеріальні витрати на дослідження.

Спочатку необхідно розглянути можливість оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин за допомогою перерахунку результатів, що можуть бути отримані в ході лабораторних випробувань. Існують наступні методи лабораторних випробувань:

- диски з отворами, що обертаються, котрі створюють кавітаційні зони;
- розміщення досліджуваного тіла у потік, що створюється за допомогою сопла Вентурі;
- використання магніто-вібраторів для створення ефекту кавітаційної ерозії;
- використання струменевих апаратів, де створюється перепад високого тиску.

Аналізуючи умови та результати вищенаведених способів лабораторних випробувань можна сказати, що умови кавітації у них мають суттєву відмінність від потоку у гідромашинах. Щоб отримати за короткий час випробування необхідні умови для появи ерозії, кавітаційна інтенсивність під час лабораторних випробувань зазвичай значно вища, ніж у гідромашинах. Для цього експерименти проводять при розвиненій кавітації, а не в умовах її початку, коли механізм зношування матеріалу

ближче до процесу втомленості матеріалу. Кавітаційна ерозія дуже складний процес з тривимірним двофазним потоком, термодинамічними ефектами й іншими реакціями матеріалу у мікродіапазоні.

Не дивлячись на значні зусилля, що були прикладені для розробки експериментів з вищеописаними приладами для прогнозування кавітаційного зносу на проточних частинах, що б були загальними та простими для промислового використання, позитивного результату вони не досягли. Неможливо у спрощених експериментальних лабораторних приладах обертаючи диски, за допомогою вищеназваних методів відтворити потік рідини у проточній частині з усіма його особливостями течії [84].

#### **1.4.1 Метод оцінки, заснований на замірі кавітаційного шуму**

У проточних частинах гідравлічних машин під час виникнення кавітації, особливо коли вона досягла своєї розвиненої стадії, виникають звукові коливання, які називають кавітаційним шумом. Це явище пояснюється внаслідок динамічного процесу руйнування кавітаційних каверн – виникненням, ростом, пульсацією та схлопуванням парогазових бульбашок. Рівень кавітаційного шуму залежить від кількості кавітаційних бульбашок, а відповідно і від розмірів кавітаційної зони, яка виникає у тракці гідравлічної машини. Звідси випливає, що кавітаційний шум може використовуватися у якості певного показника ступеня розвитку кавітації.

Відповідно, в залежності від рівня інтенсивності кавітаційного шуму, роботу гідромашини можна розділити на три області: область безкавітаційних режимів, область виникнення локальних кавітаційних зон і область розвиненої кавітації, після якої починається погіршення енергетичних параметрів гідромашини і в якій відповідно починають виникати руйнування від кавітаційної ерозії. З точки зору розрізнення акустичних характеристик усі ці три області мають чіткі межі, але перехід з однієї області в іншу практично не впливає на енергетичну і напірну характеристики. Погіршення цих характеристик разом з початком руйнувань від



кавітаційної ерозії починаються трохи пізніше зростання кривих рівнів шуму у третій області.

Для дослідження кавітаційних процесів за допомогою акустичних методів використовуються гідрофони, які перетворюють звукові коливання в електричні сигнали, що після підсилення передаються в аналізатор спектру частот з'єднаний з записуючим пристроєм. Для реєстрації кавітаційних процесів за допомогою вимірювання віброакустичних коливань вибір частоти та місця розміщення датчиків не має жорстких умов, що підтверджено численними лабораторними та натурними випробуваннями. Хоча існують певні рекомендації, що для надійного фіксування моменту виникнення кавітації краще проводити замір високих частот у діапазоні 1–20 кГц. Оцінку роботи насоса в умовах розвиненої кавітації доцільніше проводити на низьких і середніх частотах у смузі 20–500 Гц, значення яких різко зростають у момент зриву роботи гідромашини під впливом кавітації [47].

Метод оцінки кавітаційних характеристик гідромашини, заснований на замірі кавітаційного шуму дозволяє з достатнім рівнем точності визначити момент виникнення кавітації (перший поріг зростання шуму і вібрації), встановити перший критичний режим (другий поріг зростання шуму і вібрації) та всі наступні стадії розвитку кавітації аж до зриву роботи гідромашини. При цьому за допомогою порівняння рівня звукових коливань можна побічно визначити інтенсивність кавітаційної ерозії.

При цьому акустичні методи мають і свої недоліки, до яких варто віднести суттєву чутливість до наявності в робочій рідині нерозчиненого газу та повітря. Це пов'язано з тим, що бульбашки газу мають звукопоглинальні властивості та демпфують кавітаційні пульсації, спотворюючи їх реальні значення та знижуючи точність вимірювань. Також недотримання постійного газовмісту робочої рідини, на якій проводяться випробування, значно ускладнює узагальнення результатів різних випробувань. Але найбільшим недоліком методу оцінки кавітаційних характеристик гідромашини, заснованого на замірі кавітаційного шуму, є те, що він дозволяє з

високою точністю визначити момент утворення кавітаційних зон, але не може встановити місце їх розташування.

#### **1.4.2 Метод оцінки шляхом заміру вібрації під час кавітаційних випробувань**

При виникненні кавітації у проточній частині виникає ряд явищ, більшість з яких викликає певні пульсації тиску, що є джерелом появи вібрації складових елементів гідромашини. Тому рівень інтенсивності вібрації може служити критерієм для оцінки кавітаційно-ерозійних характеристик гідромашин. Залежність рівня вібрації від кавітаційного впливу підтверджується результатами численних випробувань на експериментальних стендах та даними експлуатації. Використання цього методу передбачає вимірювання під час випробувань рівня віброприскорення у  $\text{м/с}^2$ . Рекомендації щодо вибору діапазону та місця розміщення датчику аналогічні як в методі заміру кавітаційного шуму і потребують уточнення для кожного конкретного дослідження. Критерієм для оцінки інтенсивності дії кавітаційної ерозії виступає перевищення віброприскорення над його початковим значенням [4].

Метод оцінки шляхом заміру вібрації під час кавітаційних випробувань має багато спільного з акустичним методом і йому притаманні всі його переваги та недоліки, але він є менш чутливим до газовмісту робочої рідини. Також цей метод у процесі багаторічних досліджень підтвердив свою інформативність та оперативність і тому зазнав більш широкого застосування. Головною перевагою методу оцінки шляхом заміру вібрації під час кавітаційних випробувань є можливість розміщення вібродатчику таким чином, щоб отримати залежність інтенсивності кавітаційної ерозії при мінімальній кількості збирань експериментального стенда. Недоліком використання вібраційного методу для оцінки кавітаційно-ерозійних характеристик є неможливість порівняння результатів досліджень на двох різних експериментальних стендах внаслідок залежності вібраційної характеристики від механічних властивостей корпусу.

### 1.4.3 Метод візуалізації

Для вивчення властивостей кавітаційної течії застосовується метод візуалізації та фотографування. Цей метод дозволяє спостерігати місця виникнення кавітаційних каверн та за їх розміром певним чином оцінити ймовірне кавітаційно-ерозійне пошкодження: чим більший об'єм кавітаційні каверни займають у тракці проточної частини, тим більш ймовірне кавітаційно-ерозійне пошкодження.

Для застосування методу візуалізації досліджуваний орган гідромашини розміщується в прозорому корпусі, наприклад з оргскла. При цьому для того, щоб отримати чітке зображення з ефектом зупиненої лопаті необхідно використовувати стробоскопічне освітлення [25]. Головним недоліком цього методу є непряма оцінка кавітаційно-ерозійних характеристик гідромашини.

### 1.4.4 Метод оцінки із заміром довжини каверни

Окремим прикладом використання методу візуалізації, що заслуговує додаткового розгляду, є метод оцінки із заміром довжини каверни. Оригінальний метод визначення ризику виникнення та інтенсивності руйнування твердої поверхні під дією кавітаційної ерозії запропонував Гюйліх [48]. В основу цього методу закладено положення, що гідравлічна кавітаційна інтенсивність зростає зі збільшенням об'єму усіх бульбашок пари, котрі виникли у потоці при перепаді тиску у процесі імплузії. Автор припускає, що в першому наближенні об'єм кавітаційної бульбашки збільшується з ростом довжини каверни  $L_{cav}$ , і що перепад тиску притоку рідини зростає зі збільшенням значення  $NPSHA$ . Це припущення дозволяє установити залежності між інтенсивністю ерозії й властивостями робочої рідини та матеріалом проточної частини, а також значеннями  $NPSHA$  і довжиною каверни  $L_{cav}$ . Суть цього методу полягає в тому, що у випадку, коли відомий розмір каверни, завдяки чинним емпіричним співвідношенням можна спрогнозувати рівень ерозії та очікуваний строк експлуатації елементів гідромашини. Вказані емпіричні співвідношення щодо залежності довжини кавітаційної каверни та інтенсивності кавітаційної ерозії розроблені Гюйліхом для РК насосного обладнання. У роботі [48]

отримані співвідношення використовуються для визначення повної відмови від роботи РК, показником чого запропоновано руйнування товщини лопаті РК кавітаційною ерозією на 75 %, що прогнозується за довжиною каверни.

Автором методу було проаналізовано цілий ряд випадків руйнування РК під дією кавітаційної ерозії, які були зафіксовані у виробництві при різноманітних умовах, що дозволило виконати певну кореляцію цих даних та сформулювати основні положення для прогнозування кавітаційно-ерозійного зношування. Було зроблено припущення, що довжина ділянки пошкодження та довжина каверни приблизно однакові, яке підтвердилось з порівняння результатів лабораторних досліджень з замірами, зробленими на місцях експлуатації. Тому якщо у певному випадку не було можливості заміряти довжину каверни для оцінки руйнівної дії кавітаційної ерозії використовувалась довжина ділянки пошкодження на поверхні РК (замість довжини каверни  $L_{cav}$ ), що замірялась від початку вхідної кромки та максимальна локальна глибина ерозії матеріалу. Для того щоб знайти залежність між параметрами, від яких залежить руйнування від кавітаційної ерозії, таких як  $NPSHA$ , кавітаційна стійкість матеріалу, властивості рідини (густина пару, швидкість звуку та газовий вміст) Гюйліх запропонував параметр співвідношення  $\Theta u$  та продемонстрував графічну залежність у відношенні до довжини каверни, заміряної на вхідній кромці лопаті. Показники кавітації на поверхні всмоктування та нагнітання описуються у вигляді степеневої функції залежності від заміряної або розрахованої довжини каверни та можуть використовуватися для визначення сили збільшення ерозії [48]:

$$p_{ER} = C_1 \cdot \left( \frac{\Delta p}{p_{Ref}} \right)^3 \cdot \frac{F_{cor}}{F_{Mat}} \cdot \left( \frac{L_{cav}}{L_{Ref}} \right)^{x_2} \cdot \frac{a}{a_{Ref}} \cdot \left( \frac{\alpha_{Ref}}{\alpha} \right)^{0.36} \cdot \left( \frac{\rho''_{Ref}}{\rho''} \right)^{0.44},$$

де  $p_{ER}$  – питома сила збільшення ерозії;

$C_1$  – абсолютна швидкість потоку;

$\Delta p$  – різниця тисків;

$L_{cav}$  – довжина каверни;

$a$  – швидкість звуку;

$\alpha$  – кут між напрямком відцентрової та абсолютної швидкостей;

$\rho$  – густина насиченої пари;

індекс  $_{Ref}$  – еталонні величини.

Перевагою застосування цього методу є те, що прогнозування кавітаційно-ерозійних характеристик проводиться за допомогою заміру довжини каверни й при цьому нема потреби враховувати всі інші параметри, якими характеризується кавітаційний потік, що ускладнювало б дослідження та знижувало точність. Головним недоліком методу оцінки шляхом заміру довжини каверн є те, що він спирається на емпіричні дані й дає імовірнісні функції для прогнозування терміну експлуатації проточних частин, що ускладнює розповсюдження отриманих результатів на інші гідромашини.

#### **1.4.5 Метод оцінки з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів**

Одним з ефективних шляхів виявлення руйнівної дії кавітаційної ерозії є метод з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів. Цей метод дозволяє отримати характерні сліди механічної дії кавітаційної ерозії та виявити пошкоджені місця в будь-якому необхідному режимі. Також до переваг цього методу можна віднести легкість нанесення лакофарбових покриттів на поверхні досліджуваних елементів проточної частини, що дозволяє у відносно короткий час отримати інформативну картину щодо кавітаційно-ерозійного пошкодження. Для отримання результатів за допомогою цього методу поверхні досліджуваних елементів проточної частини фарбують, потім по черзі проводять випробування на всіх необхідних режимах, після чого оглядають, фотографують і описують руйнування. Отримана таким чином картина руйнувань дозволяє визначити найбільш небезпечні з точки зору кавітаційної ерозії місця, а також виявити

оптимальні, з точки зору зменшення ерозійного впливу, режими експлуатації [85]. Перевагою даного методу є наочність та оперативність отриманих результатів щодо кавітаційно-ерозійного руйнування, а єдиним недоліком – необхідність підбору та відпрацювання лакофарбового покриття та складність у порівнянні отриманих результатів для різних об'єктів.

#### **1.4.6 CFD методи**

Окремого розгляду потребують методи оцінки кавітаційно-ерозійних якостей, засновані на методах чисельного розрахунку параметрів течії у каналах гідромашин або обчислювальній гідродинаміці (CFD методи). Всі вище перелічені методи оцінки кавітаційно-ерозійних якостей потребують фізичного експерименту. Це тягне за собою використання коштовного стендового обладнання, великі затрати часу та матеріальних ресурсів. Особливо це стосується натурних та ресурсних випробувань. Сьогодні потребує більш досконалої розробки проточних частин відцентрових насосів на стадії проектування та в більш скорочені терміни, що може забезпечити активне залучання до прогнозування характеристик відцентрових насосів програм чисельної гідродинаміки, в тому числі для дослідження кавітаційно-ерозійних характеристик. Застосування CFD методів по дослідженню параметрів потоку у проточних частинах гідромашин взагалі та шнекововідцентрового ступеня зокрема з кожним роком все збільшується, оскільки вони дозволяють у значно менші строки отримати параметри потоку досліджуваної протічної частини у порівнянні з фізичним експериментом. Значний внесок для розвитку чисельних методів по розрахунку течії у проточних частинах осьових та передвключених коліс зроблені у роботах [86–90].

На сьогодні аналіз літературних джерел не дає позитивної відповіді на питання можливості використання програм CFD для того щоб напряму отримати характеристики кавітаційно-ерозійного зношування проточних частин гідромашин. Неможливість реалізації математичних моделей по отриманню кількісних характеристик впливу кавітаційної ерозії на тверді поверхні в оболонці CFD

програм пов'язана з тим, що вони використовують певні спрощення та апроксимації, які не відповідають стандартним рівнянням течій, що використовуються у програмах чисельної гідродинаміки. Відомо, що за допомогою CFD методів можливе чисельне моделювання кавітаційної течії у проточній частині досліджуваного об'єкта, яке може показати зони, де можливе утворення кавітаційних каверн та їх візуалізація [48, 91], при цьому ці методи будуть мати всі переваги та недоліки, які має метод візуалізації, описаний у пункті 1.4.3. Розвиток CFD програм та значне збільшення потужностей сучасної обчислювальної техніки дозволяє використовувати більш складні та деталізовані моделі, що можуть враховувати взаємний вплив мікромасштабних процесів у бульбашках та макромасштабних гідродинамічних процесів у рідині. Виходячи з цього доцільним стає використання CFD методів для отримання необхідних параметрів кавітаційної течії у прогнозуванні руйнівної дії кавітаційної ерозії, які раніше могли бути отримані лише у ході проведення фізичних експериментів.

За таким сценарієм можливо провести оцінку кавітаційно-ерозійного руйнування за допомогою методу оцінки із заміром довжини каверни, що описаний у пункті 1.4.4. Так для отримання довжини каверни не потрібно проводити випробування з візуалізацією, а можливо змоделювати кавітаційну течію у досліджуваній проточній частині за допомогою CFD програм і потім застосувати формули, описані у [48] для прогнозування інтенсивності кавітаційно-ерозійних характеристик.

Метод запропонований Fortes-Patella [92–94] дозволяє оцінити характеристику ями, яка з'являється на твердій поверхні проточної частини після дії кавітаційної ерозії, а також інтенсивність зростання пошкодження. Автор запропонував фізичний сценарій для опису механізму дії кавітаційної ерозії, що дозволяє оцінити залежність між кавітаційною енергією та руйнуванням матеріалу. Він складається з наступних етапів:

– руйнування структур пари кавітаційної течії;

– емісія та розповсюдження хвилі тиску під час розпаду структур пари кавітаційної течії;

– взаємодія між хвилями тиску та сусідньою твердою поверхнею;

– руйнування матеріалу під впливом хвиль тиску.

Модель кавітаційної ерозії заснована на концепції енергетичного каскаду, у якому потенціальна енергія від макрокаверн перетворюється в акустичну енергію, що утворена руйнуванням хмари мікробульбашок. Допускається, що хвилі тиску, які виникають під час руйнування парових структур є основним джерелом руйнівної сили кавітаційної ерозії. Виникнення хвиль тиску може бути викликане як від руйнування сферичних бульбашок або вихорів, так і від мікроструменів. Хвилі тиску взаємодіють з сусідньою твердою поверхнею, що призводить до руйнування матеріалу. Розвиток макрокаверн, що були вибрані за вхідну інформацію у цій моделі, може братися або зі спостережень у фізичному експерименті або обчислюватися за допомогою CFD. На кінець, виходячи з цієї моделі можна знайти інтенсивність зростання пошкодження від кавітаційної ерозії.

Для оцінки сили ерозійної корозії Fortes-Patella вводить поняття щільність потужності агресивності.

1. Визначення миттєвої потенціальної енергії. Миттєву потенціальну енергію можна отримати при розгляді макроскопічної кавітаційної структури. Вона визначається за формулою:

$$P_{pot} = \Delta p \cdot \left( \frac{dV_{vap}}{dt} \right),$$

де  $\Delta p = p_{\infty} - p_{vap}$ ,

$p_{\infty}$  – навколишній тиск,

$p_{vap}$  – тиск пари,

$V_{vap}$  – об'єм пари у заданий час  $t$ .



2. Потік агресивної потенціальної енергії, який отриманий з потенціальної енергії, що відноситься до ерозійної агресивності перед виникненням руйнування, знаходиться як:

$$P_{pot}^{mat} = \eta^{**} \cdot P_{pot}.$$

Ефективність трансферу енергії  $\eta^{**}$  є функцією гідродинамічних характеристик  $V_{Ref}$  та  $\sigma$  основного потоку, а також відстані між центром руйнування і поверхнею матеріалу. Значення  $V_{Ref}$  є еталонною швидкістю потоку, а  $\sigma$  – числом кавітації. Цей потік агресивної потенціальної енергії залежить від типу, нестійкості та геометрії кавітаційного потоку. Також варто зазначити, що відповідно до визначення потенціальної енергії  $p_{pot}$ , інформація щодо розвитку кавітації може бути пов'язана з динамікою потоку, а також типом і геометрією кавітаційних бульбашок, що вже враховані. Відповідно, найбільш важливим фактором впливу є відстань між центром руйнування та поверхнею матеріалу.

3. Енергія хвиль тиску прикладена до матеріалу, впродовж руйнування бульбашки пари визначається за формулою:

$$P_{waves}^{mat} = \eta^* \cdot P_{pot}^{mat}.$$

Ефективність  $\eta^*$  пропонується визначати за руйнуванням сферичної бульбашки пари та газу. Вона залежить головним чином від зміни навколишнього тиску  $p_\infty$  відносно до тиску від першої генерації кавітації для котрої визначена потенціальна енергія та концентрація газів у потоці.

4. Об'єм зростання пошкодження  $V_d$ , що вимірювався лазерним 3D профілометром і був пов'язаний з потоком агресивності, визначається за формулою:

$$V_d = \frac{\eta^*}{\beta} \cdot \frac{P_{pot}^{mat}}{\Delta S} = \frac{P_{waves}^{mat}}{\beta \Delta S},$$

де  $\Delta S$  – примірник поверхні, що аналізується;

$\beta$  – механічна функція передачі, що залежить в основному від характеристик матеріалу.

Перевага моделі кавітаційної ерозії Fortes-Patella полягає в тому, що вона описує фізичні процеси трансформування енергії.

Надійність цієї моделі напряму залежить від визначення двох показників ефективності, але визначення цих показників не є широко прийнятими та не використовуються іншими науковцями. Застосування цієї моделі для інтерпретації результатів CFD залежить від надійності оцінки співвідношень передачі енергії. Ефективність процесу кавітаційної ерозії буде представлена цими коефіцієнти передачі енергії.

Модель запропонована Naoua Ochiai [95–96] дозволяє прогнозувати кавітаційну ерозію одностороннім методом зв'язку аналізу поля кавітаційного потоку та руху бульбашки у потоці. В ньому вплив тисків на поверхню матеріалу оцінюються за хвилями тиску, що з'являються після руйнування бульбашки та відскоку, а саме кавітаційна ерозія передбачається за впливом енергій. Повна енергія кавітаційного кавітаційних впливів  $E$  визначається наступним чином:

1. Визначається енергія одиничного удару:

$$E_i = I_i \cdot \tau_i \cdot A_i = \frac{P_i^2}{2\rho c} \cdot \tau_i \cdot A_i,$$

де  $I_i$  – акустична енергія;

$\tau_i$  – тривалість удару;

$A_i$  – ефективна площа;

$P_i$  – тиск взаємодії.

2. Наступне співвідношення отримується при умові, що  $\rho$ ,  $c$  та  $\tau_i$  приймаються постійними величинами:

$$E_i \propto P_i^2 \cdot A_i.$$

3. За цією методикою  $P_i^2 \cdot A_i$  обраховується за ударним тиском  $P_w$  у нескінченно малій площині на поверхні лопатей:

$$P_i^2 \cdot A_i = \int P_w^2 dA,$$

де  $dA$  – нескінченно мала площа.

4. Повна енергія кавітаційного кавітаційних впливів  $E$  визначається як:

$$E = \sum E_i \propto \int P_w^2 dA.$$

Запропонована модель на основі даних, що отримані у результаті розрахунку CFD дозволяє знайти повну енергію кавітаційних впливів. При цьому можливо лише порівнювати значення цієї енергії, але не запропонована певна методика для знаходження зв'язку між отриманою енергією та саме кавітаційно-ерозійним зношенням проточної частини.

Модель оцінки руйнівної дії кавітаційної ерозії, що запропонована Dular [97–100] також розглядає взаємодію кавітаційної бульбашки з твердою поверхнею у результаті її схлопування. Процес завдання руйнування твердої поверхні від схлопування кавітаційної бульбашки за моделлю цього автора (Micro-JET механізм) складається з наступних етапів:

1. У відповідь на хвилю тиску, що виникає при розпаданні кавітаційної хмари, сферична куля, що знаходиться біля твердої поверхні, починає коливатися.

2. При достатній величині коливань може виникати явище Micro-JET, коли рідина навколо бульбашки приймає форму струменя і проходить крізь цю бульбашку у напрямку твердої поверхні.

3. Після попадання цього струменя на тверду поверхню внаслідок пластичних деформацій виникає яма.

Математична модель запропонована Dular для отримання кількісних характеристик руйнування твердої поверхні у результаті дії на неї кавітаційної ерозії визначається наступним чином:

1. Формування мікро-струменя. Присутність твердої поверхні може впливати на процес руйнування бульбашки, внаслідок чого він стає асиметричним. Згідно з теорією Плесета Чапле швидкість струменя знаходиться як:

$$v_{jet} = 8,97 \cdot \gamma^2 \cdot \sqrt{\frac{P - P_v}{\rho}},$$

де  $\gamma$  – відносна відстань від центра бульбашки до твердої поверхні.

2. Виникнення ям. Гідравлічний удар, що впливає на матеріал при дії на нього мікро-струменя розглядається як основний механізм, що відповідає за руйнування твердої поверхні. Якщо густина та швидкість звуку у твердій поверхні значні у порівнянні з тими ж показниками у рідині, то тиск знаходиться як:

$$P \approx v_{jet} \cdot \rho_1 \cdot c_1,$$

де  $\rho_1$  та  $c_1$  – густина та швидкість звуку у рідині відповідно.

У даному підході поверхня реагує як абсолютно жорсткий матеріал до досягнення певного напруження стискування, а потім поводить себе як абсолютно пластичний матеріал, для якого напруження буде залишатися постійним. Деформація виникає тільки у той момент, коли тиск гідравлічного удару вище за

граничний тиск, при якому виникають пластичні деформації матеріалу. Ця умова призводить до виникнення критичної швидкості для котрої текучість матеріалу  $p_y$  стає достатньо високою для виникнення пластичної деформації. Це рівняння представляється як:

$$v_{crit} = \sqrt{\frac{p_y}{\rho_1} \cdot \left( 1 - \left( 1 + \frac{p_y}{B} \right)^{-1/n} \right)},$$

де  $p_y$  – плинність матеріалу.

Частина енергії хвиль тиску гідравлічного удару необхідна для досягнення стану пластичної течії матеріалу. Інша частина –  $p_{def}$  перетворюється в енергію деформації:

$$p_{def} \approx v_{def} \cdot \rho_1 \cdot c_1 = (v_{def} - v_{crit}) \cdot \rho_1 \cdot c_1,$$

де  $p_{def}$  та  $v_{def}$  – тиск деформації та швидкість деформації відповідно.

Тривалість дії гідравлічного удару відповідає часу, за який сигнал дії пересікає радіус струменя  $r_{jet}$ :

$$t_{def} = \frac{r_{jet}}{c_1}.$$

Після того, як спливе цей час має встановитися тиск гальмування. Малоймовірно, що за цей період можливе руйнування матеріалу, оскільки тиск гальмування на порядок нижче за тиск гідравлічного удару, за умови що не виникає надвеликих значень швидкості впливу.

Якщо брати до уваги тільки центр впливу, де присутній рух (пластичної течії) нормальний до поверхні, то максимальна глибина ями розраховується за формулою:

$$d_{pit} = v_{def} \cdot t_{def}.$$

Відношення між радіусом та глибиною ями не є постійним. Дослідження автора показують, що це відношення найчастіше приймає значення від 15 до 30, за результатами лазерної профілометрії воно дорівнює 26,7. Отже, радіус ями буде дорівнювати:

$$r_{pit} = 26,7 \cdot d_{pit}.$$

Площа ями нормально до поверхні матеріалу знаходиться за формулою:

$$A_{pit} = \pi \cdot r_{pit}^2.$$

В іншій статі Dular продемонстрував, що кавітаційно-ерозійні руйнування прогресують з лінійною швидкістю під час інкубаційного періоду. Це означає, що достатньо змодельовати лише короткий час  $t$ , щоб визначити початкову швидкість руйнування. Після цього отримані пошкодження (частина пошкоджень поверхні після плину часу  $t$ ), що викликані кавітаційною ерозією під час інкубаційного періоду можуть бути визначенні як:

$$A_{dam} = \frac{\sum_{t=0}^t A_{pit}}{A_{ref}} \cdot \frac{\pi}{t}.$$

У цьому співвідношенні сума площин ям відноситься до ям, що накопичені під час моделювання, а  $A_{ref}$  є опорною площиною, яка в даному випадку визначається за розміром сітки біля досліджуваної стінки. Дане рівняння діє лише під час інкубаційного періоду кавітації, якщо нема втрати маси.

На базі цієї моделі Dular розробив алгоритм для прогнозування кавітаційної ерозії. На кожному етапі алгоритм вирішує основні рівняння послідовно, через те, що основні з них є нелінійними та взаємозалежними. Необхідно щоб пройшло декілька ітерацій у циклі, щоб отримати дані. Послідовні кроки однієї ітерації наведені нижче:

1. Оновлюються властивості рідини, згідно з заданою задачею.

2. Вирішуються рівняння імпульсів згідно з заданими значеннями тиску та моменту мас, щоб отримати поля швидкостей.

3. Розраховуються густина та швидкість звуку згідно з баротропними законами.

4. Оскільки швидкості, що отримані на 2 кроці можуть не відповідати рівнянню неперервності локально, отримується рівняння для корекції тисків з рівнянь неперервності та лінеаризованих рівнянь руху. Виконується перевірка збіжності. Якщо перевірка не підтверджується, кроки 1–4 повторюються, доки рівняння не зійдуться, після чого йде крок 5.

5. Розраховуються нові пошкодження під час кроку.

6. Нові пошкодження додаються до суми пошкоджень від минулих кроків.

7. Час оновлюється та ітераційна процедура для нового кроку повторюється.

Ці кроки повторюються до часу останнього кроку.

8. Після плину необхідного часу кавітації підраховуються ступінь пошкодження методом екстраполяції.

Саме цей аспект дозволяє виділити модель Dular серед інших, тому що існування такого алгоритму наближує розв'язання проблеми прогнозування кавітаційно-ерозійних характеристик у вигляді коду програм CFD. Згідно з висновками авторів дана модель дозволила отримати результати, що в достатній

мірі збігаються з практичними. Але все одно, як і всі інші моделі прогнозування кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин, вона сильно залежить від емпіричних залежностей, що закладені в ній та їх відповідності досліджуваному процесу кавітаційної ерозії.

#### **1.4.7 Метод ресурсних випробувань**

Всі вище перелічені методи відносяться до методів непрямой оцінки, які при всіх своїх перевагах дають лише якісну характеристику, і тільки метод ресурсних випробувань може забезпечити можливість отримати кількісну характеристику кавітаційно-ерозійних якостей гідромашини. Головна складність використання цього методу – це встановлення часу проведення випробування для визначення початку руйнування під дією кавітаційної ерозії, та кількості часу необхідного для встановлення інтенсивності руйнування. Для того, щоб визначити цей час було проведено велику кількість випробувань по відпрацюванню цього методу та проаналізовано багаторічний досвід накопичених дослідних даних. На сьогодні, для більшості випадків ресурсних випробувань насосного обладнання, обмежуються одним режимом і часом в межах до 100 годин, хоча на початку відпрацювання цього методу ресурсні випробування насосів обчислювалися тисячами годин [25].

Даний метод дає найбільш вірогідну оцінку інтенсивності кавітаційного руйнування, але при цьому він потребує великих витрат часу та матеріальних ресурсів.

Проаналізувавши всі перелічені методи оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин необхідно виділити серед них такі, що б дозволили максимально ефективно провести дослідження впливу надроторних елементів на кавітаційно-ерозійні якості ШВС. Максимально заощадити матеріальні та часові ресурси дозволяє метод CFD, але, як показав огляд літературних джерел, він ще не може гарантовано дати надійні результати щодо кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин. Але він добре підходить для отримання вхідної інформації даного дослідження – аналізу зміни структури течії під впливом впровадження



надроторних елементів у шнекововідцентровий ступінь. Серед методів, що потребують фізичний експеримент найнадійнішим є метод ресурсних випробувань, оскільки він єдиний дозволяє отримати кількісну характеристику кавітаційно-ерозійних якостей, але він потребує великих витрат часу та матеріальних ресурсів, тому не буде використовуватись. Наближеним до нього є метод оцінки шляхом нанесення легкокоруйнівних лакофарбових покриттів, він також потребує істотних витрат на проведення експериментальної частини, тому буде застосований лише у фінальній стадії для підтвердження отриманих результатів дослідження. Для проведення основних досліджень найбільше підходить метод оцінки кавітаційно-ерозійних якостей шляхом заміру вібраційних характеристик під час проведення кавітаційних випробувань. Перевага використання методу оцінки кавітаційно-ерозійних якостей шляхом заміру вібраційних характеристик під час проведення кавітаційних випробувань полягає в тому, що він дозволяє розміщувати вимірювальний інструмент безпосередньо поблизу від місця впливу кавітаційної ерозії, що дає можливість швидко та інформативно отримати необхідну інформацію.

## 1.5 Висновки

Результати проведення інформаційно-аналітичного огляду за темою дисертації дають підстави вважати тему дисертації актуальною і вагомою. Зокрема можливо констатувати наступне:

1. Аналіз матеріалу, приведенного в цьому розділі свідчить про те, що на сьогодні шнекововідцентровий ступінь отримав широке розповсюдження у закордонній та вітчизняній практиці гідравлічного машинобудування. В першу чергу це стосується ракетно-космічної техніки, але все більшого розповсюдження шнекововідцентровий ступінь отримує і у насосах загальнопромислового призначення. Це обумовлено рядом характеристик, які може забезпечити шнекововідцентровий ступінь, серед яких можливість довготривалого ресурсу роботи та високої економічності. Але з ростом подач насосів бажання мати високі значення  $C_{кр}$  стають все більш актуальними, що призводить до виникнення

проблеми кавітаційно-ерозійного зношування деталей проточних частин гідромашин.

2. Проведений аналіз літературних джерел показав, що резерви покращення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня промислових насосів без суттєвого зниження величини  $C_{кр}$  та економічності, або збільшення габаритів лише за рахунок геометрії лопатевої системи передвключеного колеса майже вичерпані. Для розв'язання цієї проблеми запропоновано впровадження надроторних елементів до складу шнекововідцентрового ступеня у вигляді прямих поздовжніх пазів прямокутної форми, виконаних у статорній втулці над передвключеним колесом.

3. Проведений аналіз наявних методів оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин, серед яких для даного дослідження були обрані: CFD метод для можливості дослідження структури течії, метод заміру вібрації під час кавітаційних випробувань для отримання основних результатів, через те, що він дозволяє швидко та інформативно визначити кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня і метод з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів для підтвердження отриманих результатів. Але при всіх своїх перевагах ці методи є непрямими і дають тільки якісну картину. Кількісну характеристику кавітаційно-ерозійних якостей можна отримати лише у результаті проведення ресурсних випробувань, однак вони потребують великих витрат часу та матеріальних ресурсів, тому не використовувались.

## РОЗДІЛ 2

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ЙОГО ПРОВЕДЕННЯ

#### 2.1. Постановка задачі дослідження

Наведений у першому розділі аналітичний огляд інформації дозволяє сформулювати мету даного дослідження – вдосконалення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів та розроблення рекомендацій до їх проектування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити декілька задач.

Дослідження, що спрямоване на вдосконалення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня має характер багатофакторної задачі, для розв’язання якої необхідно вибрати компромісний варіант поєднання покращення кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня зі збереженням напірної характеристики та значення ККД на достатньо високому рівні, при цьому не збільшуючи масово-габаритні характеристики.

Пошук шляху забезпечення всіх цих умов і є першою задачею даного дослідження, розв’язання якої було запропоновано у першому розділі даної роботи за допомогою встановлення у склад шнекововідцентрового ступеня традиційної конструкції (рис. 2.1 а) надроторних елементів. У якості надроторних елементів виступає втулка з прямими поздовжніми прямокутними пазами, обмеженими з обох боків та розміщеними над лопатевою системою ПК. Така форма обрана враховуючи аналіз літературних джерел та максимальну технологічність при виготовленні. Принципова схема надроторних елементів представлена на рисунку 2.1 б).

Другим кроком на шляху досягнення поставленої мети є необхідність розуміння механізму явищ та процесів, що відбуваються у проточній частині досліджуваного ступеня, особливо на знижених подачах, оскільки саме на них пошкодження від кавітаційної ерозії мають найбільшу інтенсивність, що було

зазначено у першому розділі. Тому доцільним є розробка фізичної моделі течії у ШВС з надроторними елементами на знижених подачах.

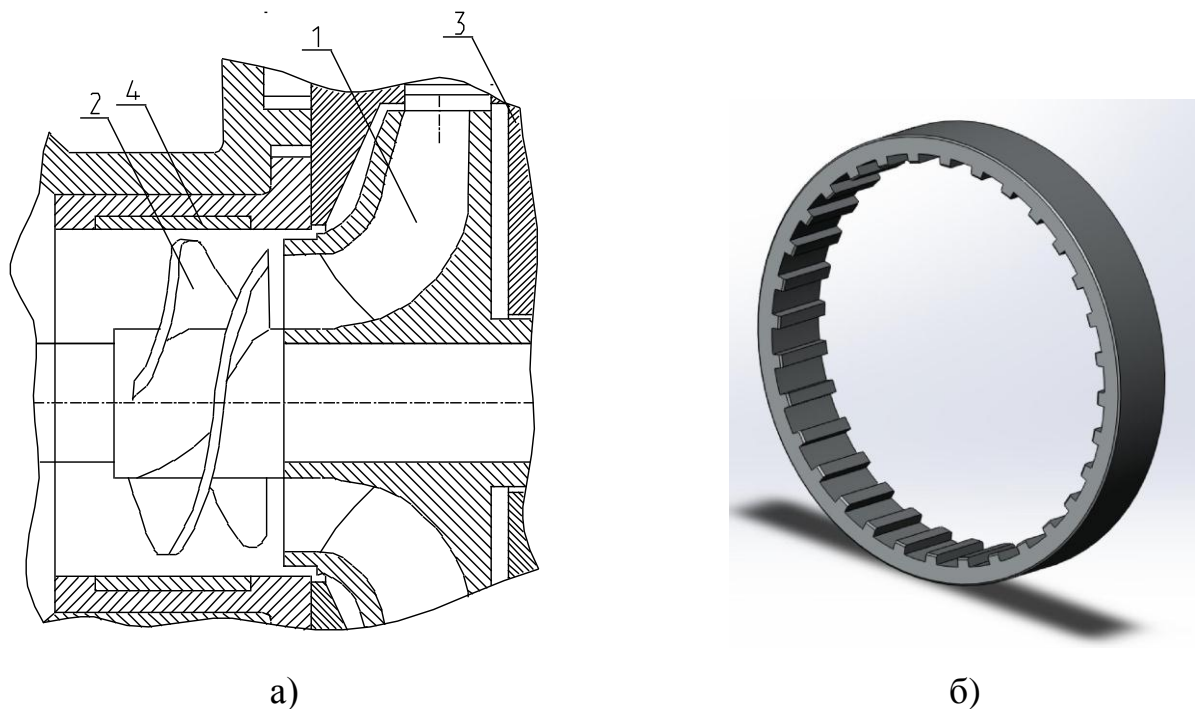


Рисунок 2.1 – Принципові схеми

шнековідцентрового ступеня та надроторних елементів:

а) принципова схема шнековідцентрового ступеня класичної конструкції:

1 – відцентрове робоче колесо; 2 – передвключене колесо; 3 – напрямний апарат;

4 – гладка статорна втулка над передвключеним колесом;

б) Принципова схема надроторних елементів, що встановлюються

на місце гладкої втулки (рис 2.1 а) поз. 4)

Зважаючи на складність реальної картини течії у шнековідцентровому ступені з негладкою статорною втулкою над передвключеним колесом при розробці фізичної моделі доцільно обмежитися визначенням основних факторів і явищ, які мають вплив на кавітаційно-ерозійні якості ступеня. Для розв'язання цієї задачі був використаний віртуальний експеримент для моделювання потоку у каналах ШВС з

надроторними елементами у стаціонарній постановці на безкавітаційних режимах, оскільки отримати детальну картину течії на кавітаційних режимах з огляду на складність явища є важко здійсненним. Це дозволило отримати спрощену фізичну модель течії, що якісно описувала б процеси, які відбуваються у проточній частині ШВС при впровадженні надроторних елементів.

Наступним кроком у вирішенні поставленої мети є пошук оптимального поєднання параметрів надроторних елементів, які визначально впливають на кавітаційно-ерозійні якості ШВС і при цьому не погіршують інших характеристик ступеня. З огляду на це поставлена третя задача – проведення фізичного експерименту для визначення оптимального поєднання геометричних параметрів надроторних елементів, які визначально впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня.

Оскільки використання надроторних елементів для покращення кавітаційно-ерозійних якостей ШВС запропоновано вперше, то методики, які б дозволяли виконати розрахунки для їх проектування відсутні. Тому четвертою задачею поставлено – розроблення рекомендацій до проектування надроторних елементів ШВС з метою покращення їх кавітаційно-ерозійних якостей.

## **2.2. Визначення об'єкта, методу й засобів проведення дослідження**

У якості об'єкта дослідження обрано робочий процес у проточній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами. Однак, така постановка є дещо узагальненою, тому потребує конкретизації. Оскільки найбільш інтенсивного пошкодження від кавітаційної ерозії елементи проточної частини ШВС зазнають на недовантажених режимах за подачею, тому необхідно визначити цей режим та приділити йому особливу увагу у дослідженні. Також варто зазначити, що складність всіх явищ і процесів, що відбуваються у потоці ШВС під час зниження подач від номінальної та різноманітність конструкцій ступенів унеможлиблює розробку універсальної теоретичної залежності параметрів потоку та визначення характеристик ШВС. Саме тому більшість робіт цієї галузі є вузько направленими та

мають емпіричний характер, що мають прийнятні результати лише у межах тієї конструкції ступеня, що досліджується.

Для отримання фізичної моделі доцільно використати віртуальний експеримент. Чисельне моделювання потоку у шнекововідцентровому ступені з надроторними елементами дозволить отримати детальну картину течії та якісно оцінити фактори, що будуть мати вирішальний вплив на структуру течії з огляду на кавітаційно-ерозійні якості ступеня.

На сьогодні існує цілий ряд методів та реалізованих програмних продуктів, які дозволяють вирішувати задачі по розрахунку параметрів течії [101–103]. Одним з найпоширеніших з них є ANSYS CFX, вибір у його сторону в даному дослідженні пояснюється тим, що раніше були проведені численні віртуальні експерименти, які довели доцільність його використання [104–107] саме у розв'язанні задач в області насособудування.

Дивлячись на те, що вплив надроторних елементів на основний потік у шнекововідцентровому ступені має складний багатофакторний характер та існує ряд особливостей, які неможливо врахувати аналітично чи за допомогою віртуального експерименту, більш доцільним вважається дослідити їх вплив на кавітаційно-ерозійні характеристики ступеня за допомогою фізичного експерименту на модельному стенді. З попереднього аналізу відомо, що надроторні елементи завдають неоднозначного впливу на характеристики шнекововідцентрового ступеня, тому застосування фізичного експерименту дозволить отримати перевірене підтвердження вдалого поєднання геометричних параметрів надроторних елементів з точки зору отримання покращених кавітаційно-ерозійних якостей, не погіршивши інших характеристик. Зважаючи на те, що надроторні елементи мають кілька геометричних параметрів, то для пошуку оптимального їх поєднання з метою скорочення об'єму дослідів, пропонується використати планування експерименту [108], зокрема провести повнофакторний експеримент з отриманням лінійної моделі та провести круте сходження по поверхні відклику.

### 2.3. Методика проведення дослідження шляхом віртуального експерименту

Аналіз структури течії у проточній частині шнекововідцентрового ступеня вирішено виконувати за допомогою віртуального експерименту шляхом чисельних досліджень, що дозволять оцінити картину течії та виявити місця у надроторних елементах, які потребують особливої уваги.

Віртуальний експеримент проводився за допомогою програмного продукту ANSYS CFX для турбомашинобудування з використанням університетської ліцензії СумДУ. Програмний продукт ANSYS CFX використовує методи розв'язання рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівняннями нерозривності [109]. Для цього запропоновано наступну розрахункову модель ШВС.

Розрахунок течії виконувався шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища – рівнянь Нав'є-Стокса та рівнянь нерозривності. Моделювання турбулентних течій виконувалось з використанням рівнянь Рейнольдса, для замикання яких в ANSYS CFX використовується ряд моделей турбулентностей, з якими можна ознайомитись у [110]. Повний перелік можливостей даного програмного продукту та закладеного в нього математичного апарату і базових моделей гідродинаміки можна знайти в документації [111, 112].

Результати досліджень [104–107] показали, що для проведення віртуального експерименту стосовно до проточної частини відцентрових насосів доцільно для замикання рівнянь Рейнольдса використовувати стандартну  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентності.

При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференційними рівняннями, що описують перенесення відповідно кінетичної енергії турбулентності  $k$  та швидкості дисипації  $\varepsilon$ .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon),$$

де  $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$  – член, що виражає генерацію енергії  $k$ .

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри  $\varepsilon$  та  $\mu_t$  визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константи  $k$ - $\varepsilon$  моделі турбулентності, згідно з роботою [113]:  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ .

Для проведення віртуального експерименту за допомогою програмного продукту SolidWorks були побудовані рідкотільні моделі, що являють собою об'єм рідини, що заповнює проточну частину шнекововідцентрового ступеня.

На рисунку 2.2 наведена розрахункова область шнекововідцентрового ступеня. Розрахункова область складалася з підводу, осьової гратки з прямими радіальними лопатками, передвключеного колеса з профільованими лопатками та робочого відцентрового колеса.

Після створення рідкотільних моделей будувались розрахункові сітки. Для побудови розрахункових сіток використовувався генератор сіток ICEM CFD, який дозволяє примусово регулювати густоту сітки, згущуючи її в необхідних місцях і укрупнюючи її там, де не потрібна велика точність розрахункових параметрів. Така



регуляція дозволяє економити машинні ресурси та отримати достатньо густу сітку безпосередньо у частині розрахункової області, що досліджується.

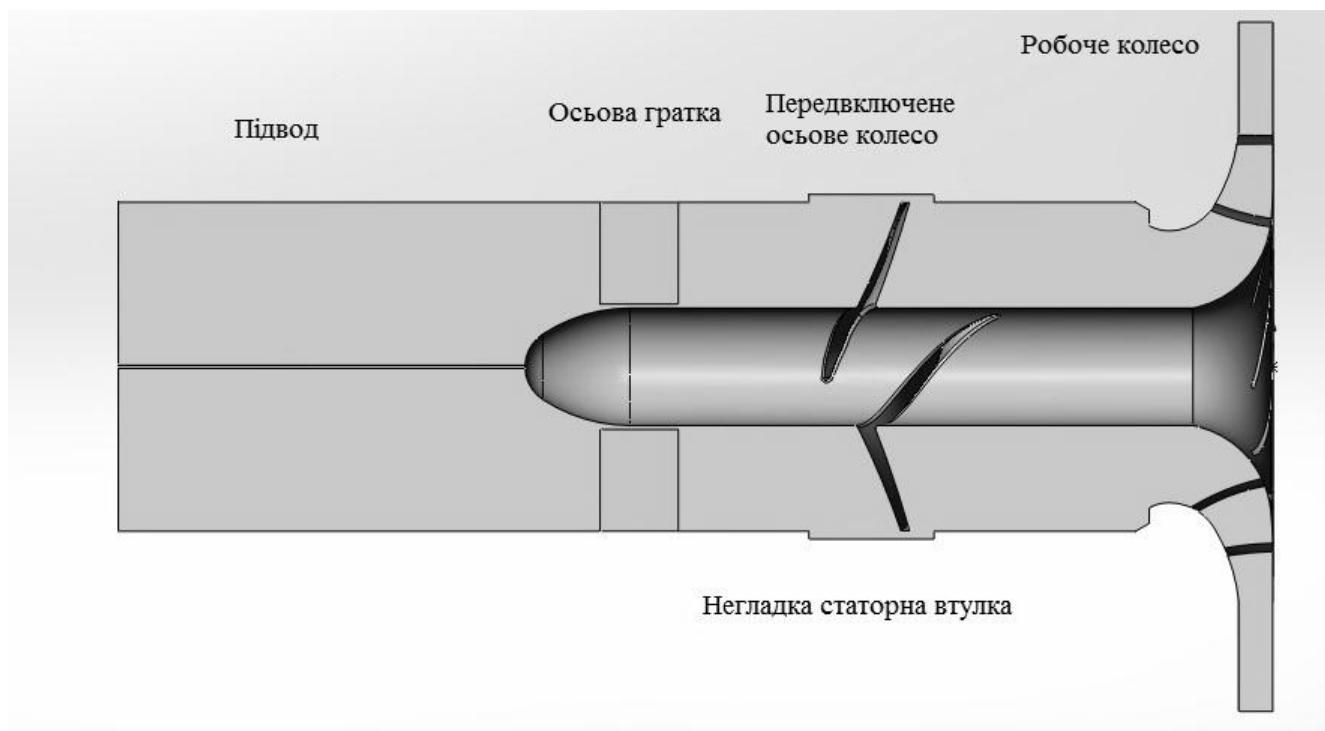


Рисунок 2.2 – Розрахункова область шнекововідцентрового ступеня

Побудова розрахункових сіток виконувалася за допомогою програми ICEM CFD. Для областей ПК і РК будувалися неструктуровані розрахункові сітки з виділенням поблизу твердих стінок призматичних шарів, а для підводу та осьової гратки будувалися структуровані сітки (рис. 2.3). Загальна кількість елементів та вузлів розрахункових сіток склала:

- підвід з осьовою граткою – 0,53 млн, 0,51 млн;
- передвключене колесо з гладкою втулкою над ним – 1,84 млн, 5,81 млн;
- передвключене колесо з негладкою втулкою над ним – 1,97 млн, 6,18 млн;
- робоче колесо – 0,53 млн, 1,31 млн.

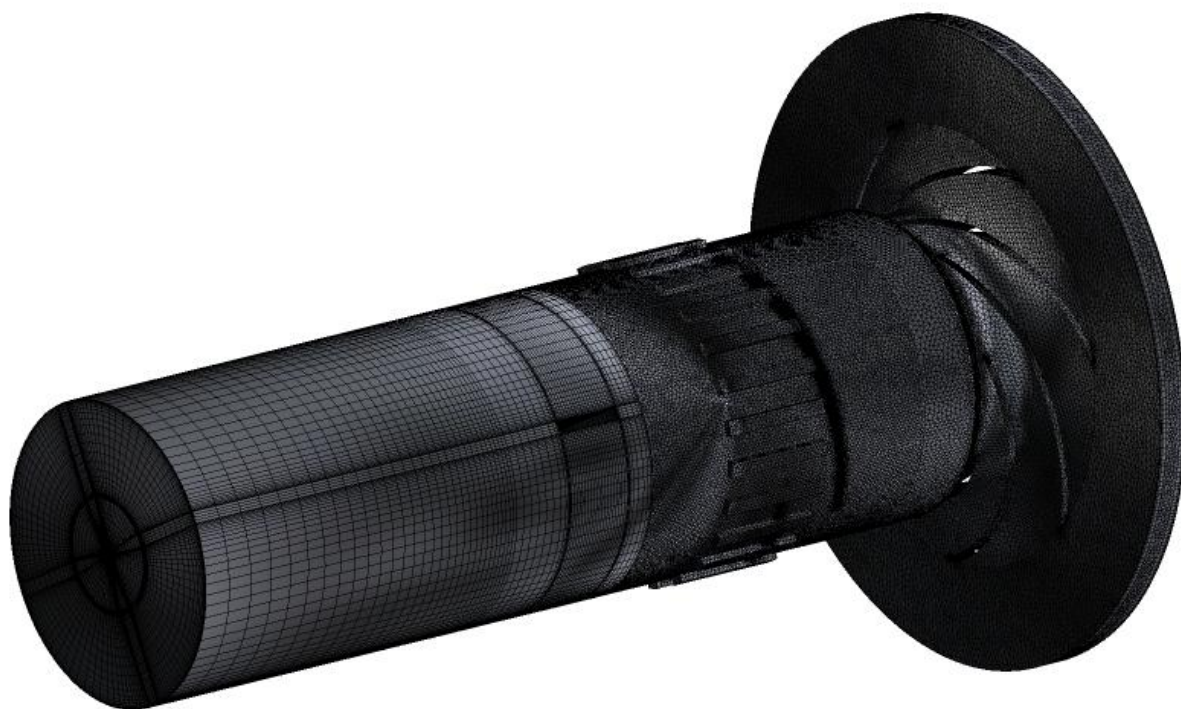


Рисунок 2.3 – Топологія розрахункової сітки

Моделювання течії у шнекововідцентровому ступені з негладкою статорною втулкою над передвключеним колесом проводилось у стаціонарній постановці, використовувалось однофазне середовище – вода при 25 °С на безкавітаційних режимах роботи. Режим течії – турбулентний, для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалась стандартна  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентності. На вході задавалася величина масової витрати, на виході – величина статичного тиску.

Для усіх стінок розрахункової області була задана умова рівності нулю швидкості (умова «прилипання»). Стінки були прийняті шорсткими, середнє арифметичне відхилення профілю ( $Ra$ ) становило 3,2 мкм.

В результаті чисельного розрахунку були отримані миттєві величини швидкостей і тисків в кожній області розрахункової сітки.

## 2.4. Експериментальна установка та методика проведення дослідження шляхом фізичного експерименту

### 2.4.1 Опис експериментального стенда та засобів вимірювання

Фізичний експеримент за темою даного дослідження проводився на модельному стенді АТ «ВНДІАЕН», що працює на холодній технічній воді з характеристиками згідно з [114] по замкнутій схемі циркуляції рідини, яка дозволяє проводити енергетичні та кавітаційні випробовування досліджуваного шнекововідцентрового ступеня. Гідравлічна схема стенда приведена на рисунку 2.4.

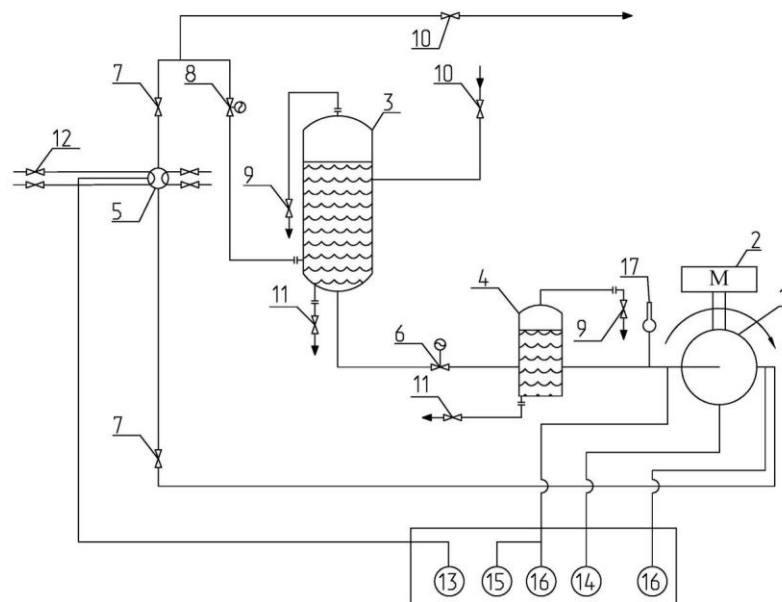


Рисунок 2.4 – Гідравлічна схема експериментального стенда:

- 1 – експериментальний прилад (насос); 2 – балансірна машина; 3 – бак напірний;
- 4 – бак-заспокоювач; 5 – витратомірний пристрій Ду150;
- 6 – засувка з електроприводом Ду300; 7 – засувка Ду150;
- 8 – засувка з електроприводом Ду150; 9 – вентиль Ду15; 10 – вентиль Ду50;
- 11 – засувка Ду150; 12 – вентиль запірний сталевий; 13 – дифманометр;
- 14 – пристрій для вимірювання частоти обертання;
- 15 – вакуумметр; 16 – манометр; 17 – термометр

Стенд складався з наступних елементів – експериментального насоса 1, приводу експериментального насоса 2, вакуумного насоса 3, напірного бака 4, бака-заспокоювача 5, системи трубопроводів з запірною та регуляційною арматурою, що дозволяє змінювати тиск на вході в експериментальний насос та подачу, вимірюючи пристрої для заміру подачі та напору.

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

Керування фізичним експериментом на експериментальному стенді виконувалося з пульта управління.

Основним елементом стенда є експериментальний прилад – одноступеневий консольний насос, який виконано з вертикальними роз'ємами, що дозволяють оперативно виконувати заміну робочих органів без повного розбирання насоса (рис. 2.5). Він дозволяє проводити випробування перших відцентрових та шнекововідцентрових модельних ступенів за одноступеневою схемою.

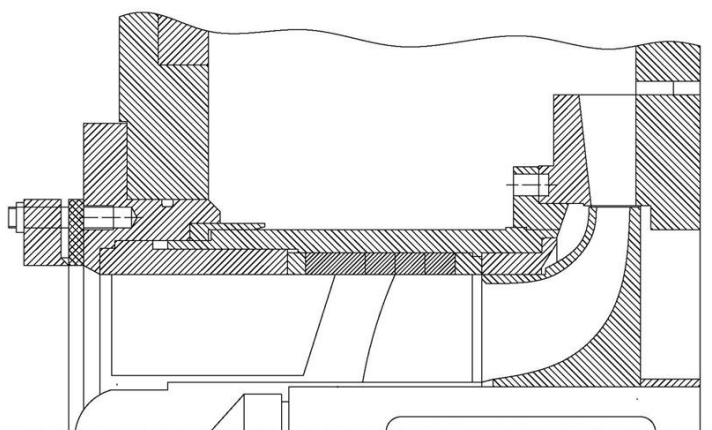


Рисунок 2.5 – Експериментальний прилад

Підвід рідини до досліджуваного шнекововідцентрового ступеня – осьовий, і для стабілізації потоку на вході встановлюється осьова ґратка у вигляді чотирьох прямих радіальних пластин.

Відцентрове робоче колесо є семилопатеvim з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 120$ , вхідна кромка лопаті радіальна, коефіцієнт входу  $K_{вх} = 5$ .

Напрямний апарат – кінцевий, дев'ятиканальний.

Передвключене колесо є трьохлопатеvim з густиною лопатевої решітки на периферії  $l/t = 1$ , профіль лопаті у вигляді дужки кола з виступом на тильній поверхні.

Саме така конструкція передвключеного колеса дозволяє отримати найкращі на сьогодні кавітаційно-ерозійні якості, воно має найвищий параметр кавітаційної ерозії  $K_{en} = 20$  [31], серед всіх конструкцій ПК, що наразі використовуються у відцентрових насосах розробки ВНДІАЕН.

Виходячи з цього, було вирішено проводити фізичний експеримент по дослідженню впливу надроторних елементів шнекововідцентрового ступеня з цим ПК, оскільки покращення його кавітаційно-ерозійних якостей є найбільш доцільним.

#### **2.4.2 Методика проведення випробувань та обробки параметрів**

Методика проведення випробувань відповідає ДСТУ ГОСТ 6134-2009 [114].

Під час фізичного експерименту відповідно до ДСТУ ГОСТ 6134-2009 визначались напірна, енергетична, кавітаційна та вібраційна характеристики шнекововідцентрового ступеня.

Подача ступеня визначалась витратомірним пристроєм, що складається зі звужувального пристрою та диференційного манометра – ДМП, що виготовлений на базі зразкового манометра МО.

Напірна характеристика ступеня отримувалась безпосередніми замірами тиску перед та за досліджуваним ступенем. Тиск вимірювався зразковими манометрами класу точності 0,4.

Частота обертів ротора вимірювалась за допомогою тахометра типу «ТЭСА».

Потужність на валу експериментального насоса визначалась по заміру крутного моменту за допомогою вагового пристрою.

Кавітаційна характеристика ступеня отримувалась безпосередніми замірами тиску перед та за досліджуваним ступенем. Тиск вимірювався зразковими манометрами та вакуумметром класу точності 0,4.

Як було зазначено у першому розділі, у виникненні кавітації велику роль відіграє газовміст робочої рідини. Підтримання сталого значення газовмісту робочої рідини гарантує достовірність отриманих результатів кавітаційних випробувань при проведенні серії дослідів і дає можливість порівнювати їх результати. Для того, щоб газовміст робочої рідини був постійний проводилась підготовка робочої рідини перед всіма кавітаційними випробуваннями. Спочатку на номінальній подачі створювався вакуум робочої рідини, а потім при цих сталих параметрах експериментальний прилад працював протягом пів години.

Вібраційна характеристика отримувалась безпосереднім заміром віброприскорення у характерній точці за допомогою віброаналізатора ВД 1854 та гідроізольованого датчика моделі 747 виробництва Wilcoxon безпосередньо над шнекововідцентровим ступенем, що досліджувався.

Всі параметри модельного ступеня вимірювались та оброблювались відповідно до ДСТУ ГОСТ 6134-2009.

Подача визначалась шляхом заміру перепаду тиску –  $\Delta P$  на звужувальному пристрої, що встановлений на напірному трубопроводі.

$$Q_g = K \cdot \sqrt{\Delta P}, \quad (2.1)$$

де  $K$  – коефіцієнт сопла чи діафрагми,  $K = 450,005$  (труба Ду150).

Напір ступеня визначався за формулою:

$$H_g = 0,102 \cdot \frac{P_{m2} - P_{m1}}{\rho} + 0,0827 \cdot Q_u^2 \cdot \left( \frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) + (Z_{m2} - Z_{m1}), \quad (2.2)$$

де  $P_{m1}$  і  $P_{m2}$  – показання манометрів на вході та виході з насоса, Па;

$d_1$  і  $d_2$  – внутрішні діаметри відповідно підводного та відвідного трубопроводів у місцях заміру тиску, м;

$Z_{m1}$  і  $Z_{m2}$  – вертикальні відмітки положень манометрів (на вході та виході насоса відповідно) відносно базової площини, м;

$\rho$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Потужність, що споживається насосом, визначалась за формулою:

$$P_{e.n.} = M_{кр} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot n \cdot l \cdot F}{30000}, \quad (2.3)$$

де  $P_{e.n.}$  – потужність, що споживає експериментальний насос, кВт;

$l = 1,3$  м – плече балансируного двигуна;

$F$  – показання ваг, Н;

$n$  – частота обертання, об/хв.

Для визначення потужності ступеня необхідно від  $P_{e.n.}$  відняти механічні втрати у підшипниках, ущільненнях і інших елементах проточної системи, що не входять безпосередньо у ступінь насоса –  $P_{x.x.}$ . Для цього проводяться випробування модельного насоса без РК. Замість РК на вал встановлюється втулка. В результаті визначають потужність холостого ходу  $P_{x.x.}$  виміром крутного моменту і частоти обертання за формулою 2.3.

Тоді потужність, споживана ступенем, дорівнює:

$$P_{\epsilon} = P_{e.n.} - P_{x.x.} \quad (2.4)$$

ККД ступеня визначається за формулою:

$$\eta = 0,981 \cdot \frac{\rho \cdot Q \cdot H_{\epsilon}}{P_{\epsilon}} \quad (2.5)$$

Надкавітаційний напір на вході в експериментальний насос для даного режиму визначається за формулою:

$$NPSH_{\epsilon} = 0,102 \cdot \frac{\pm p_{m1} + p_{\delta} - p_n}{\rho} + Z_{m1} + 0,0827 \cdot \frac{Q_{\epsilon}^2}{d_1^4}, \quad (2.6)$$

де  $p_{m1}$  – тиск рідини на вході в насос, Па;

$p_{\delta}$  – барометричний тиск при випробуванні насоса, Па;

$p_n$  – тиск насиченого пару рідини, що перекачується на вході у насос, Па;

$\rho$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Примітка – знак «+» у формулі (2.6) відповідає надлишковому тиску, знак «-» – розрідженню.

$NPSH_3$  – надкавітаційний напір на вході, що необхідний для трьохвідсоткового зниження повного напору (критичний кавітаційний запас  $\Delta h_{кр}$ ), що визначається за частковими кавітаційними характеристиками насоса.

Часткові кавітаційні характеристики являють собою графічну залежність напору насоса  $H$  від кавітаційного запасу  $NPSH$  при постійній подачі насоса. Значення  $NPSH_3$  ( $\Delta h_{кр}$ ) визначають за падінням напору на частковій кавітаційній характеристиці, що складає 3% від напору насоса.

Отримані в результаті проведених випробовувань значення параметрів ступеня приводились до розрахункової частоти обертань  $n_{cm} = 2000$  об/хв за формулами:



подача –

$$Q_{cm} = Q \cdot \frac{n_{cm}}{n_g}; \quad (2.7)$$

напір –

$$H_{cm} = H_g \cdot \left( \frac{n_{cm}}{n_g} \right)^2; \quad (2.8)$$

потужність –

$$P_{cm} = P_g \cdot \left( \frac{n_{cm}}{n_g} \right)^3; \quad (2.9)$$

надкавітаційний напір на вході –

$$NPSH_{cm} = NPSH_g \cdot \left( \frac{n_{cm}}{n_g} \right)^2. \quad (2.10)$$

За показник кавітаційно-ерозійних якостей досліджуваних шнекововідцентрових ступенів з негладкою статорною втулкою над передвключеним колесом використовувалось порогове значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$  [31].

При цьому умова відсутності кавітаційної ерозії формулюється у вигляді:

$$K_e = U_{ш} \cdot D_{ш}^{\frac{\beta}{\alpha}} < K_{en}, \quad (2.11)$$

де  $\alpha$  – ступінь масштабу швидкості;

$\beta$  – ступінь масштабу розміру.

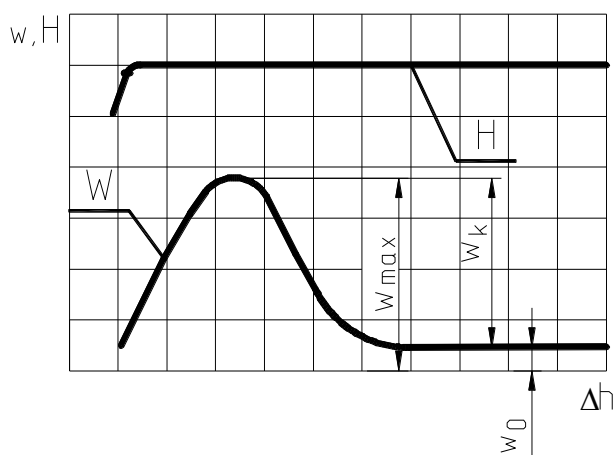
Залежність інтенсивності кавітаційної ерозії  $I_e$  від геометричних і швидкісних параметрів передвключеного колеса у загальному вигляді визначається за формулою:

$$I_e = U_{ш}^\alpha \cdot D_{ш}^\beta. \quad (2.12)$$

Свого часу спеціалістами ВНДІАЕН А.Д. Клочко та к.т.н. В.О. Куценко було досліджено характер залежності інтенсивності кавітаційної ерозії у шнекововідцентрових ступнях від віброприскорення, що замірялась під час кавітаційних випробувань. На рисунку 2.6 проілюстровано алгоритм визначення віброприскорення  $w_k$  при зніманні кавітаційної характеристики у вигляді залежності напору ступеня від кавітаційного запасу  $H = f(\Delta h)$  при постійній витраті  $Q = \text{const}$ . У результаті була встановлена степенева залежність:

$$I_e = w_k^\varphi, \quad (2.13)$$

де  $\varphi$  – ступінь масштабу віброприскорення.



$H$  – напір ступеня (насосу)  
 $\Delta h$  – кавітаційний запас на вході в ступінь (насос)  
 $w_0$  – віброприскорення за відсутності кавітації  
 $w_{\max}$  – максимальне віброприскорення при зниженні кавітаційного запасу  
 $w_k = w_{\max} - w_0$  – віброприскорення від кавітації

Рисунок 2.6 – До визначення віброприскорення від кавітації

Прирівнявши праві частини рівнянь (2.12) і (2.13) та використовуючи залежність (2.11), отримуємо:

$$K_e = w^{\frac{\varphi}{\alpha}}. \quad (2.14)$$

Значення ступенів  $\alpha$ ,  $\beta$  і  $\varphi$  залежать від конкретного типу робочих органів гідромашини. З метою їх визначення для передвключених коліс різної геометрії у ВНДІАЕН к.т.н. В.О. Куценко було проведено ряд експериментів на шнеках, виготовлених з одного матеріалу, з фіксованим значенням  $D_{ш}$ .

В ході проведення серії ресурсних випробовувань в екстремальних, з точки зору кавітаційного зносу факторах (холодна вода, режим з максимальним  $w_k$ ), отримано значення  $\alpha = 6$ ,  $\beta = 3$  і  $\varphi = 2$ .

Таким чином, для передвключених коліс залежність (2.14) приймає вигляд:

$$K_e = \sqrt[3]{w_k}. \quad (2.15)$$

Спираючись на залежність (2.15) можна отримати емпіричну формулу для порівняльної оцінки порогового значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$  досліджуваного шнекововідцентрового ступеня з негладкою статорною втулкою над передвключеним колесом, що працює на холодній воді:

$$K_{en} = K_{en(\bar{\sigma})} \cdot \sqrt[3]{\frac{w_{k(\bar{\sigma})}}{w_{k(\delta)}}}, \quad (2.16)$$

де  $w_{k(\delta)}$  і  $w_{k(\bar{\sigma})}$  – значення віброприскорення від кавітації, для ШВС, що досліджується, та для базового (еталонного) ШВС з гладкою надроторною втулкою відповідно, які випробовуються в ідентичних умовах,  $m/s^2$ ;

$K_{en(\bar{\sigma})}$  – порогове значення параметра кавітаційної ерозії для базового шнека.

Особливого розгляду потребує питання вибору місця установки вібродатчиків для реєстрації віброприскорення від кавітації в експериментальному приладі.

З урахуванням того, що у залежність (2.16) входить відношення віброприскорення від кавітації для досліджуваного та базового шнека (з гладкою статорною втулкою), основною вимогою до місцезнаходження вібродатчика є адекватне визначення максимуму у залежності  $w_k = f(\Delta h)$ . Численними дослідженнями встановлено, що місцями, найбільш вразливими до дії кавітаційної ерозії, у передвключеному колесі є периферійні ділянки лопатей. Як наслідок, максимально інформативною повинна бути установка датчика вібрації безпосередньо на зовнішньому діаметрі шнека.

У той же час, замір параметрів вібрації на лопаті передвключеного колеса, що обертається, трудомісткий і технічно складний у реалізації. Тому практичний інтерес представляє можливість адекватного визначення віброприскорення від кавітації шляхом установки датчиків на статорних елементах експериментального приладу. Порівняння експериментальних характеристик шнековідцентрового ступеня  $w_k = f(\Delta h)$ , отриманих у ВНДІАЕН при розміщенні вібродатчика на поверхні лопаті, та на статорній втулці безпосередньо над передвключеним колесом, представлено на рисунку 2.7.

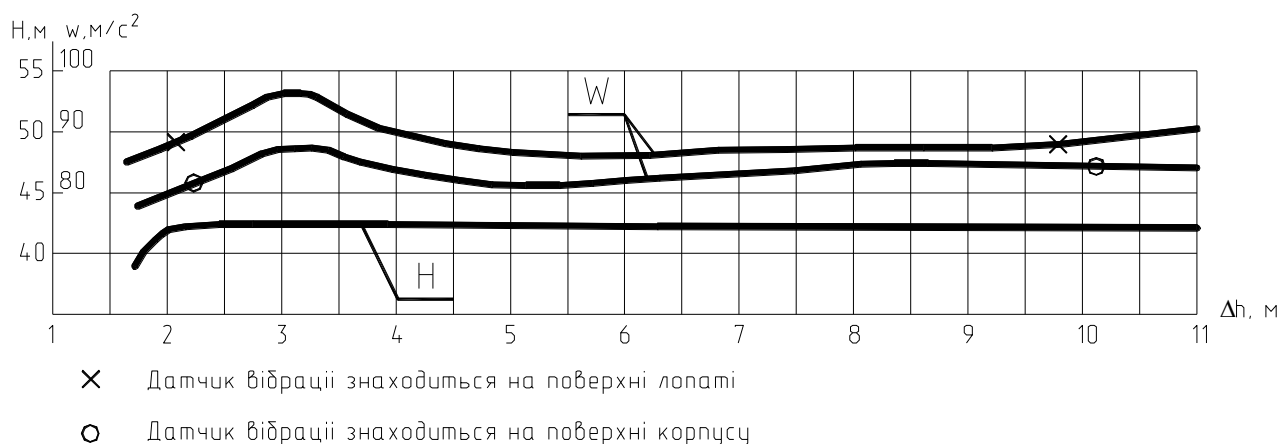


Рисунок 2.7 – Вплив місця розміщення датчиків вібрації на місцезнаходження максимуму залежності  $w_k = f(\Delta h)$  для модельного шнековідцентрового ступеня

Вплив місцезнаходження точки заміру віброприскорення на корпусі натурального насоса розробки ВНДІАЕН на вигляд залежності  $w_k = f(\Delta h)$  проілюстровано на рисунку 2.8.

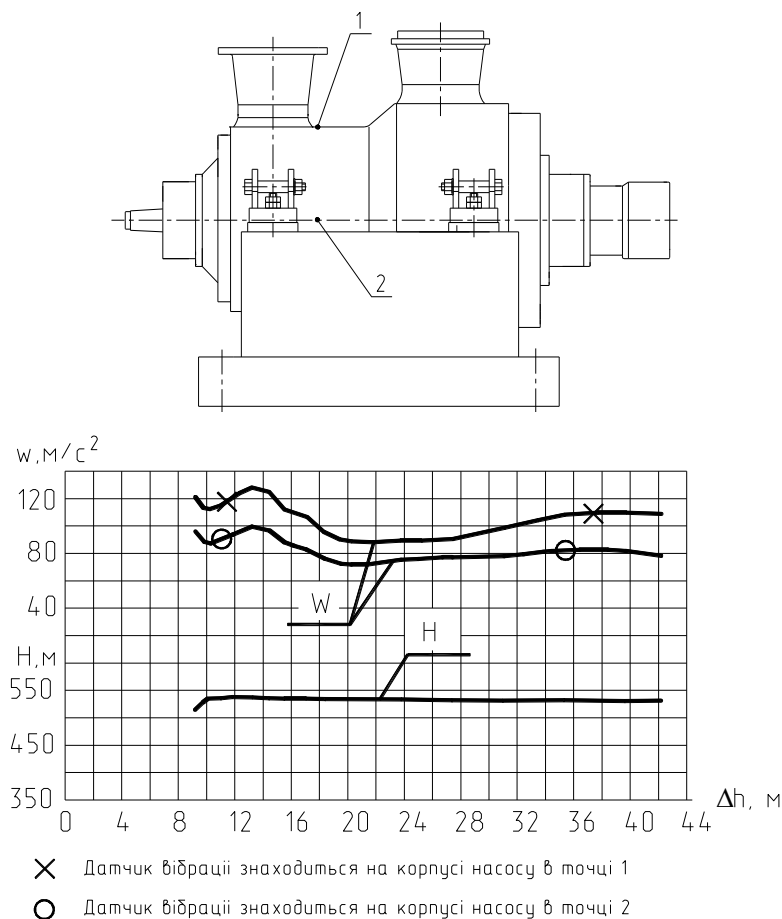


Рисунок 2.8 – Вплив місця розміщення датчиків вібрації на місцезнаходження максимуму залежності  $w_k = f(\Delta h)$  для натурального насоса зі шнекововідцентровим ступенем

Згідно з вищенаведеними рисунками, кардинальна зміна розміщення датчиків вібрації не впливає на місцезнаходження максимуму на кривих  $w_k = f(\Delta h)$ . Таким чином, при виконанні дослідження було вирішено розміщувати вібродатчик в експериментальному приладі на статорній втулці над передвключеним колесом, що зображено на рисунку 2.9.

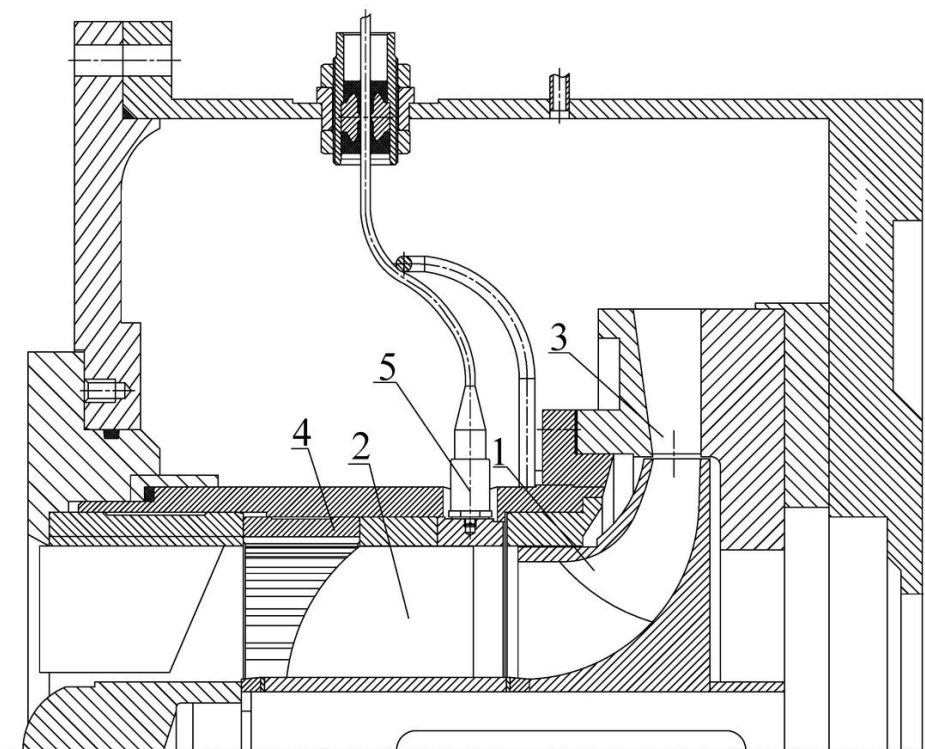


Рисунок 2.9 – Переріз насоса експериментального з установленим вібродатчиком:  
 1 – відцентрове робоче колесо; 2 – передвключене колесо; 3 – напрямний апарат;  
 4 – досліджувана надроторна втулка; 5 – вібродатчик

Згідно з рисунком 2.9, вібродатчик розміщується на статорній втулці безпосередньо над передвключеним колесом, тобто в місці максимально наближеному до області виникнення кавітаційно-ерозійних руйнувань у передвключеному колесі, що дозволить максимально точно реєструвати ці процеси. Ще одною перевагою такого розміщення вібродатчику є те, що ця статорна втулка встановлена стаціонарно, тому не виникають додаткові шкідливі вібрації при випробуваннях внаслідок перебірок експериментального приладу.

Як було зазначено в першому розділі, для оцінки кавітаційно-ерозійних якостей шнековідцентрового ступеня було вирішено використовувати два методи: метод заміру вібраційних характеристик та метод з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів.

Для підтвердження адекватності результатів, які отримані з використанням методу оцінки кавітаційно-ерозійних якостей досліджуваних ступенів на основі віброприскорення від кавітації, виконувалась їх якісна перевірка за допомогою методу оцінки кавітаційної стійкості шляхом нанесення легкокурйнівного лакофарбового покриття для ступеня з найкращим варіантом конструкції надроторних елементів над передвключеним колесом, та його наступного порівняння з аналогічними результатами для випадку гладкої статорної втулки.

Згідно зі статтею [85], автори якої успішно застосовували метод оцінки кавітаційно-ерозійних якостей з використанням легкокурйнівних покриттів, покриття дозволяють за короткий час (протягом години) отримати виразні характерні сліди механічної дії кавітації і виявити місця, небезпечні щодо кавітаційної ерозії в будь-якому необхідному режимі.

При намаганні відтворити запропоноване у статті [85] легкокурйнівне лакове покриття виник ряд різноманітних складнощів, а тому після аналізу його складових було вирішено підібрати близькі до складу фарби і лаки, що є у вільному продажу і протестувати їх на досліджуваному об'єкті. Для цього було придбано емаль НЦ-132 червоного кольору, емаль ХС-519 синього кольору та прозорий лак КФ-965.

На рисунку 2.10 приведені результати випробувань по вибору легкокурйнівних лакофарбових матеріалів.

Після проведення ряду випробувальних експериментів було практично з'ясовано, що найкращим серед вищенаведених варіантів легкокурйнівних лакофарбових матеріалів виявилась емаль НЦ-132 червоного кольору, яка й була використана надалі у дослідженні.

Оскільки відомо, що дослідження кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня необхідно проводити на режимі з максимальною інтенсивністю кавітаційної ерозії, було встановлено, що для досліджуваного передвключеного колеса такий режим становить  $0,75Q$  від номінальної подачі.

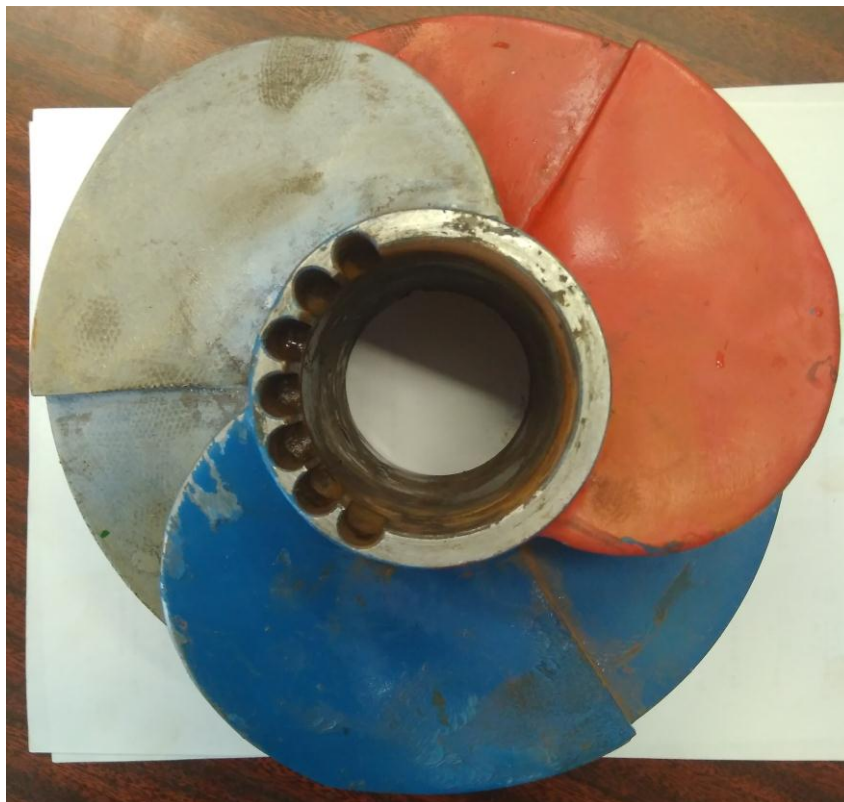


Рисунок 2.10 – Тестування легкоруйнівних лакофарбових матеріалів

Також експериментально було визначено, що необхідний час для отримання чіткого «сліду» від кавітаційної ерозії становить 4 години на режимі  $0,75Q$  від номінальної подачі. Перед випробуваннями передвключене колесо було пофарбоване емаллю НЦ-132 та висушене протягом двох діб за кімнатної температури.

### **2.4.3 Оцінка похибок вимірювання**

Практична користь будь-якого вимірювання визначається зазначенням його похибки, тобто кількісної характеристики відхилення результату вимірювання від істинного значення вимірюваної фізичної величини. Виникнення похибок вимірювань обумовлено впливом різноманітних за фізичною природою факторів, що супроводжують вимірювання. Традиційний аналітичний підхід до визначення



похибок полягає в їх поділі на складові, кожна з яких зумовлена певними факторами.

Розглянемо точність визначених параметрів при виконанні фізичного експерименту і визначимо максимально можливу похибку.

Розрахунки відносних граничних похибок результатів випробувань виконані з урахуванням вимог ДСТУ ГОСТ 6134-2009 [114] і за формулами, наведеними в [115].

Відносна гранична похибка  $e_Q$ , %, визначення подачі  $Q$  обчислюється за формулою

$$e_Q = \sqrt{\delta e_Q^2 + \delta e_n^2}, \quad (2.17)$$

де  $\delta e_Q$  – відносна гранична похибка вимірювання подачі;

$\delta e_n$  – відносна гранична похибка вимірювання швидкості обертання.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі при вимірюванні дифманометром визначається за формулою:

$$\delta e_Q = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_\varepsilon^2 + \sigma_2 \sqrt{\Delta p} + \frac{1}{4} \sigma_\rho^2}. \quad (2.18)$$

Основна ймовірна похибка вимірювання подачі діафрагмами, соплами і соплами Вентурі становить  $\pm 0,65$  % [115].

Швидкість обертання вимірювалася за допомогою тахометра типу «ТЭСА», який має похибку вимірювання  $\pm 0,2$  %. Тому відносна гранична похибка при вимірюванні подачі становила:

$$e_Q = \sqrt{0,65^2 + 0,2^2} = \pm 0,68 \%. \quad (2.19)$$

Відносна гранична похибка визначення напору розраховувалась за формулою:

$$e_H = \sqrt{\delta e_H^2 + 4 \cdot \delta e_n^2}, \quad (2.20)$$

де  $\delta e_H$  – відносна гранична похибка вимірювання напору.

Відносна гранична похибка вимірювання напору визначається за формулою:

$$\delta e_H = \sqrt{\left(\frac{1}{\rho \cdot g \cdot H}\right)^2 \cdot \left[ (e_{p_{m2}} \cdot p_{m2})^2 + (e_{p_{m1}} \cdot p_{m1})^2 \right] + e_z^2 \cdot \left(\frac{Z_{m2} - Z_{m1}}{H}\right)^2}, \quad (2.21)$$

де  $\rho$  – густина води;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$H$  – напір ступеня;

$e_{p_{m1}}$  – відносна гранична похибка вимірювання тиску на вході у ступінь;

$e_{p_{m2}}$  – відносна гранична похибка вимірювання тиску на виході зі ступеня;

$p_{m1}$  – верхнє значення показання манометра на вході у ступінь;

$p_{m2}$  – верхнє значення показання манометра на виході зі ступеня;

$e_z$  – відносна похибка вимірювання відстані;

$(Z_{m2} - Z_{m1})$  – відстань по вертикалі між манометрами для вимірювання

тиску на вході і виході зі ступеня.

При випробуваннях застосовувалися манометри з класом точності 0,4, що з урахуванням інших факторів, що входять в формулу для визначення  $\delta e_H$ , давало похибку:

$$\delta e_H = \sqrt{\left(\frac{1}{998,2 \cdot 9,81 \cdot 46}\right)^2 \cdot \left[ (0,4 \cdot 6 \cdot 98066)^2 + (0,4 \cdot 2,5 \cdot 98066)^2 \right]} = \pm 0,57 \%;$$

$$e_H = \sqrt{0,57^2 + 4 \cdot 0,2^2} = \pm 0,7 \%.$$

Відносна гранична похибка вимірювання потужності визначається за формулою:

$$e_P = \sqrt{e_T^2 + 9 \cdot \delta e_n^2}, \quad (2.22)$$

де  $e_T$  – відносна гранична похибка вимірювання потужності.

У цих дослідженнях чутливість мотор-ваг становила 10 г, що з урахуванням похибки при вимірі числа обертів зумовлює максимальну похибку  $e_m = \pm(0,3 \div 0,4)$  % при споживаній ступенем потужності  $P \approx 55$  кВт.

Відповідно до формули (2.22):

$$e_P = \sqrt{0,35^2 + 9 \cdot 0,2^2} = \pm 0,69 \text{ \%}.$$

Відносна гранична похибка вимірювання ККД визначається за формулою:

$$e_\eta = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_P^2}; \quad (2.23)$$

$$e_\eta = \sqrt{0,68^2 + 0,7^2 + 0,69^2} = \pm 1,2 \text{ \%}.$$

Відносна гранична похибка вимірювання  $NPSH$  визначається за формулою:

$$e_{NPSH} = \sqrt{\left(\frac{1}{\rho \cdot g \cdot NPSH}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{e_{pm1}^2}{100} \cdot p_{m1}\right)^2 + e_{p\delta}^2 + e_{pn}^2\right] + \left(\frac{e_{zm1}}{NPSH}\right)^2}, \quad (2.24)$$

де  $NPSH$  – наявний  $NPSH$  ступеня;

$e_{p\delta}$  – відносна похибка вимірювання барометричного тиску;

$e_{pn}$  – відносна похибка вимірювання тиску насиченого пару;

$e_{zm1}$  – відносна похибка вимірювання висоти розташування приладу вимірювання тиску на вході ступеня щодо його осі обертання.

При випробуваннях застосовувалися манометр і вакуумметр для заміру тиску на вході в ступінь з класом точності 0,4, що з урахуванням інших факторів, що входять в формулу для визначення  $e_{NPSH}$  (2.24), давало похибку:

$$e_{NPSH} = \sqrt{\left(\frac{1}{998,2 \cdot 9,81 \cdot 1,6}\right)^2 \cdot [(0,4 \cdot 1 \cdot 98066)^2 + 0,2^2 + 5^2] + \left(\frac{0,1}{1,6}\right)^2} = \pm 2,5 \text{ \%}.$$

Віброприскорення вимірювалося за допомогою віброметра типу ВД 1854, який має похибку вимірювання  $\pm 5 \text{ \%}$ .

З урахуванням того, що як правило випробування проводить кваліфікований персонал, який використовує для виміру величин сучасні вимірювальні прилади, систематичні помилки є визначальними [115].

Граничні відносні похибки вимірювань параметрів наведені в таблиці 2.1. З таблиці випливає, що застосовані засоби вимірювань задовольняють точності вимірювань зазначених параметрів, що пред'являються в [114].

Таблиця 2.1 – Граничні й відносні похибки вимірювань

Найменування параметра	Припустима похибка, %	
	ГОСТ 6134-2009	Розрахована за класами точності застосовуваних засобів вимірювання
Подача	$\pm 2,0$	$\pm 0,68$
Напір	$\pm 1,5$	$\pm 0,7$
Потужність	$\pm 1,5$	$\pm 0,69$
ККД	$\pm 2,9$	$\pm 1,2$
Частота обертів	$\pm 0,5$	$\pm 0,02$
<i>NPSH</i>	$\pm 2,5$	$\pm 2,5$
Віброприскорення	$\pm 10$	$\pm 5$

## 2.5. Висновки

1. Спираючись на інформацію з літературного огляду була сформульована мета даного дослідження та поставлені основні задачі для її досягнення, що направлені на пошук шляхів підвищення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня, розроблення фізичної моделі течії у шнекововідцентровому ступені з надроторними елементами, проведення фізичного експерименту для визначення оптимального поєднання геометричних параметрів надроторних елементів, які визначально впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня, розроблення рекомендацій до проектування надроторних елементів для шнекововідцентрових ступенів.

2. Як об'єкт дослідження обрано робочий процес у проточній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами.

3. Методами проведення дослідження обрано віртуальний та фізичний експеримент. Віртуальний експеримент дозволить дослідити структуру потоку у проточній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами, а також визначити їх геометричні параметри, які значуще впливають на характеристики ступеня. Для визначення оптимального поєднання геометричних параметрів надроторних елементів, що впливають на кавітаційно-ерозійні характеристики ступеня було обрано проведення фізичного експерименту з використанням планування експерименту.

4. Була запропонована методика оцінки кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрового ступеня з використанням двох методів: методу заміру вібрації у ході кавітаційних випробувань та методу з використанням легкоруйнівного лакофарбового покриття. Для першого методу було досліджено та визначено місце установки вібродатчика, що дозволяло проводити заміри під час всіх випробувань без його переустановлення та при цьому отримувати перевірені показники. Були випробувані різні лакофарбові покриття, які б дозволяли швидко та якісно отримувати картину руйнування на поверхні лопаті передвключеного колеса під дією кавітаційної ерозії. Аналіз цих випробувань дозволив визначити марку

найкращого покриття – емаль НЦ-132 червоного кольору та вимоги для проведення фізичного експерименту з його використанням – кавітаційні випробування на режимі роботи  $0,75Q$  від номінальної подачі протягом чотирьох годин.

5. При виконанні експериментального дослідження проведені розрахунки, які показують, що похибки експериментально визначених параметрів при фізичному експерименті знаходяться в межах, встановлених чинним стандартом ДСТУ ГОСТ 6134-2009 [85].

## РОЗДІЛ 3

### ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ ТЕЧІЇ РІДИНИ У ШНЕКОВОВІДЦЕНТРОВОМУ СТУПЕНІ З НЕГЛАДКОЮ СТАТОРНОЮ ВТУЛКОЮ НАД ШНЕКОМ

#### 3.1 Підтвердження вибору інструменту дослідження

Робота по вдосконаленню характеристик будь-якого ступеня насоса потребує перш за все детального дослідження його робочого процесу, що викликано особливістю конструкції. Інформація про характеристики робочого процесу ступеня, такі як картини течії, розподіли швидкостей та тисків, дають змогу проаналізувати особливості перебігу фізичних процесів, що відбуваються у проточній частині шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами та визначити елементи їх конструкції, які потребують модифікації для поліпшення кавітаційно-ерозійних характеристик ступеня. Виходячи з того, що структура течії у ШВС має складний характер, що характеризується наявністю різноманітних нестационарних течій та вихроутворень, було прийнято рішення провести дослідження робочого процесу ШВС за допомогою ВЕ з використанням програмного комплексу ANSYS CFX.

Для підтвердження вибору цього інструменту досліджень були проведені тестові експерименти. Для цього був проведений ВЕ згідно з розрахунковою моделлю, що запропонована у розділі 2. При цьому моделювалась проточна частина шнекововідцентрового ступеня, яка була попередньо випробувана у ході проведення ФЕ. Після цього параметри потоку у протічній частині ШВС, отримані за допомогою ВЕ, були порівняні з параметрами, отриманими за допомогою ФЕ, проведеного на модельному стенді, що описаний у підрозділі 2.4.

Порівнювались розподілення швидкостей та напрям абсолютної швидкості у проточній частині шнекововідцентрового ступеня, отриманих у ході проведення ФЕ за допомогою зондування потоку на вході у лопатеву систему передвключеного колеса, з результатами які отримані за допомогою ВЕ. На рисунку 3.1 приведені

графіки розподілу швидкостей та кута відхилення абсолютної швидкості від осевого напрямку  $\alpha$  вздовж радіусу передвключеного колеса.

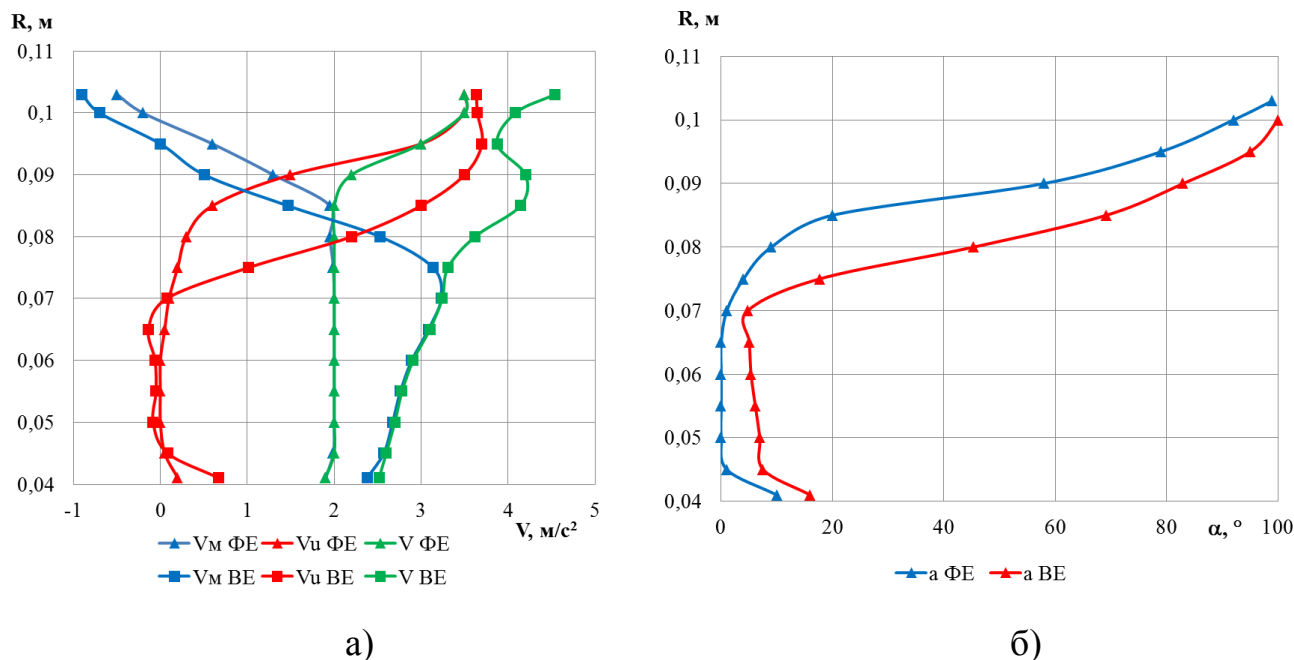


Рисунок 3.1 – Порівняння параметрів потоку перед передвключеним колесом, отриманих за допомогою ФЕ та ВЕ:

а) – розподіл абсолютної швидкості ( $V$ ), колової ( $V_U$ ) та меридіональної ( $V_M$ ) складових абсолютної швидкості вздовж радіусу ПК; б) – розподіл кута відхилення абсолютної швидкості від осевого напрямку  $\alpha$  вздовж радіусу ПК

З порівняльних графіків на рисунку 3.1 видно, що розподіл швидкостей на вході у передвключене колесо, отриманий за допомогою ВЕ та ФЕ дещо відрізняється за чисельним значенням, як і значення кута відхилення  $\alpha$ , проте за формою криві розподілу цих параметрів мають високий рівень збігу.

Також були порівняні вищевказані параметри потоку за ПК, в тому числі й створений ним напір, отримані за допомогою ФЕ та ВЕ (рис. 3.2).

Порівняння параметрів на виході з передвключеного колеса (рис. 3.2) показало, що там отримано задовільний збіг розподілу швидкостей та напрямку як за



значеннями, так і за формою кривих. Що стосується напору, розрахованого за результатами ФЕ та БЕ, то отримано якісний збіг кривих розподілу та розбіжність за абсолютним значенням не перевищує 15 %.

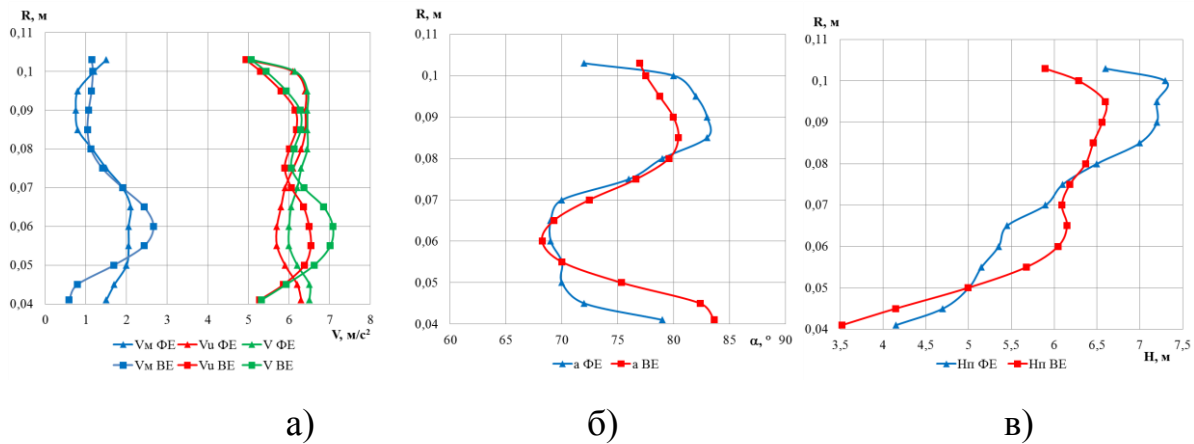


Рисунок 3.2 – Порівняння параметрів потоку рідини за передвключеним колесом, отримані за допомогою ФЕ та БЕ:

- а) – розподіл абсолютної швидкості ( $V$ ), колової ( $V_U$ ) та меридіональної ( $V_M$ ) складових абсолютної швидкості вздовж радіусу ПК; б) – розподіл кута відхилення абсолютної швидкості від осьового напрямку вздовж радіусу ПК; в) – розподіл повного напору вздовж радіусу ПК

Отримані результати дають підстави припускати, що за допомогою БЕ, згідно з запропонованою розрахунковою моделлю, отримані картини течії мають принаймні якісно відповідають тим реальним, які мають місце у каналах проточної частини досліджуваного шнекововідцентрового ступеня.

### 3.2 Фізична модель течії у шнекововідцентровому ступені

Головна негативна особливість робочого процесу шнекововідцентрового ступеня – це наявність складної просторової течії на вході. Вона проявляється у вигляді інтенсивних зворотних течій, які можуть набувати вираженого нестационарного характеру й призводити до низькочастотних автоколивань, а також

викликають значне погіршення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня. Особливо виражений цей процес протікає на режимах недовантаження.

Як вже було зазначено в першому розділі, існує велика кількість робіт присвячених дослідженню цієї проблеми, але при цьому більшість із них сходяться на думці, що в усіх досліджених типах шнекововідцентрових ступенях зворотні токи виникають раптово при досягненні певної критичної подачі, при цьому вони впливають на весь основний потік у проточній частині насоса. Зворотні токи з'являються на вході в осьове колесо, причому саме в районі периферійних кромek лопатей, і розповсюджуються в осьовому і радіальному напрямку при зниженні подачі. Поява зворотних потоків супроводжується погіршенням основних характеристик насоса, в тому числі й кавітаційно-ерозійних, що характеризується інтенсифікацією кавітаційного зношування елементів проточної частини насоса, особливо на режимах недовантаження. У роботі [49], що є однією з найбільш визнаних робіт з даного питання, сформульовані основні особливості фізичної моделі течії у шнекововідцентровому ступені, які можна зобразити наступним чином (рис. 3.3).

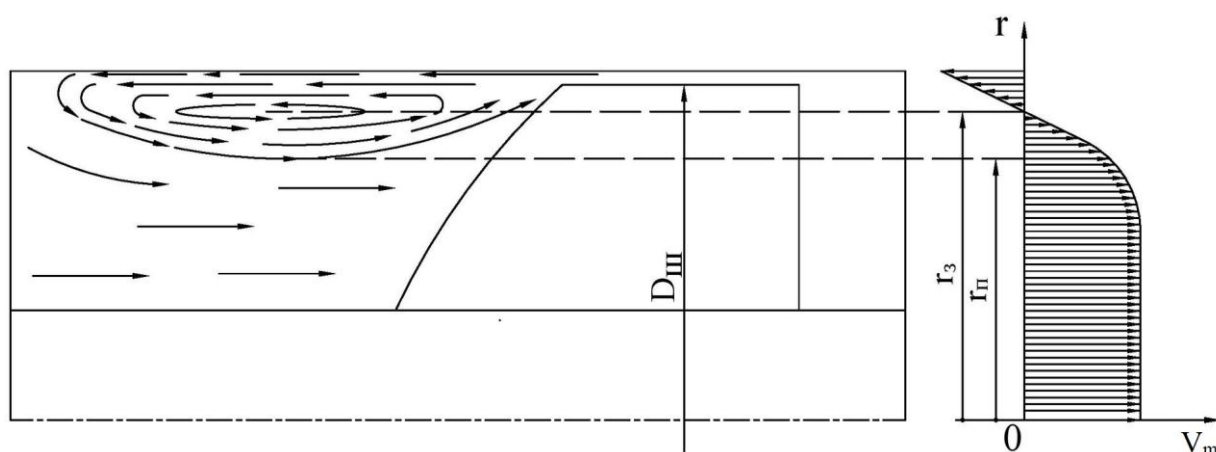


Рисунок 3.3 – Фізична модель робочого процесу у шнекововідцентровому ступені на режимі недовантаження

Як видно з рисунка 3.3 на режимах недовантаження у шнекововідцентровому ступені виникає зворотна течія, яка, поширюючись назустріч основному потоку, відтісняє основний потік до осі шнекововідцентрового ступеня та закручує його. Область змішування зворотної течії з основним потоком є найбільш несприятливою з точки зору взаємодії потоку і лопатевої системи. У цій зоні практично втрачають сенс такі поняття, як відносна швидкість потоку, кут атаки та інші. Явищами, що відбуваються в цій області, і визначається, в основному, інтенсивність кавітації і, отже, інтенсивність кавітаційного руйнування. Таким чином, і для зменшення інтенсивності кавітаційного руйнування, і для зниження рівня пульсації тиску необхідно або зменшити інтенсивність зворотних токів, або послабити їх вплив на основний потік.

### **3.3 Вплив надроторних елементів шнеку на картину течії в шнекововідцентровому ступені**

Для дослідження впливу надроторних елементів шнеку на картину течії в шнекововідцентровому ступені були проведені ВЕ за розрахунковою моделлю, запропонованою у другому розділі на режимі роботи  $0,75Q$  від номінальної подачі, з моделюванням течії у ШВС з гладкою статорною втулкою над передвключеним колесом та надроторною втулкою з прямими поздовжніми пазами прямокутної форми (рис. 2.1 б). По-перше, був проаналізований розподіл абсолютної швидкості у протічній частині лопатевої системи ШВС без надроторних елементів а) та з ними б), що представлені на рисунку 3.4.

Як видно з рисунка 3.4 а), перед входом до передвключеного колеса чітко фіксується область місцевого зниження швидкості, що може пояснюватись наявністю зворотних токів. Таким чином підтверджується картина робочого процесу у шнекововідцентровому ступені на режимі недовантаження, що зображена на рисунку 3.3. Після встановлення надроторних елементів у ШВС розподіл абсолютної швидкості набуває більш сприятливого характеру, а головне зникає зона

перепаду швидкостей на периферійній ділянці перед входом до передвключеного колеса.

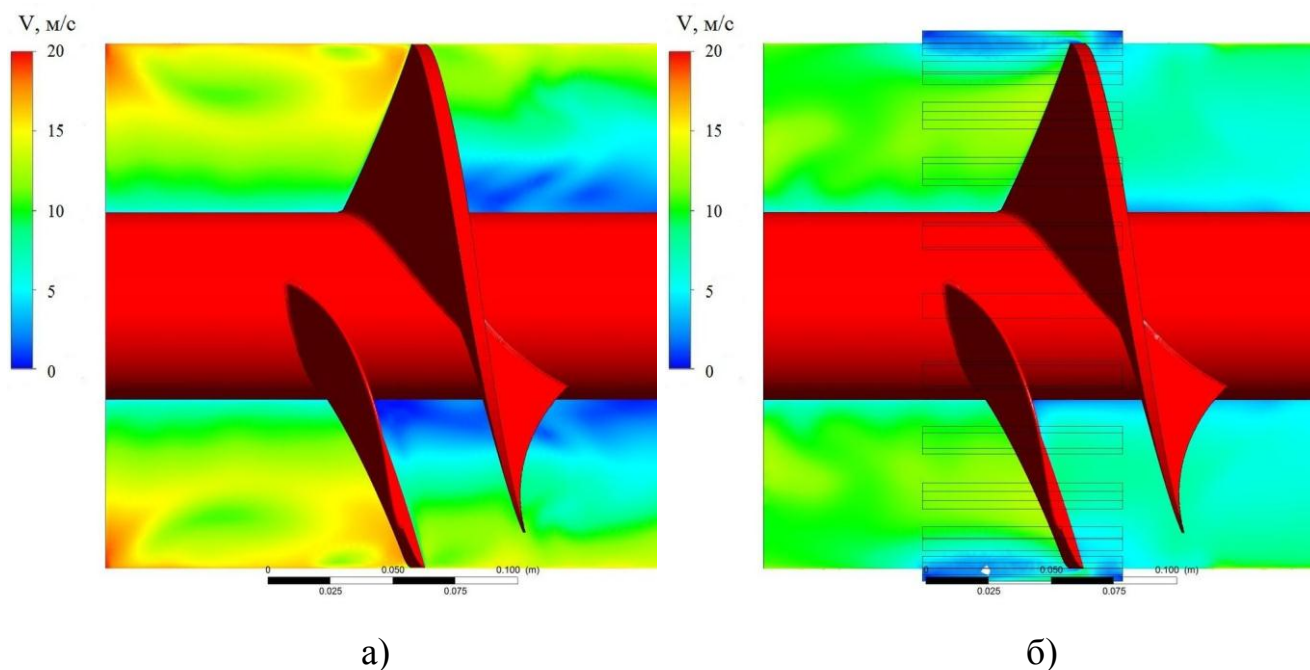


Рисунок 3.4 – Порівняння розподілу абсолютної швидкості у протічній частині шнекововідцентрового ступеня без надроторних елементів а) та з ними б) на режимі недовантаження

Для більш детального дослідження цього явища були розраховані параметри швидкості течії перед лопатевою системою передвключеного колеса у шнекововідцентровому ступені з надроторними елементами та без, що зображено на рисунку 3.5.

Представлені на рисунку 3.5 графіки демонструють покращення структури основного потоку на вході у передвключене колесо внаслідок впровадження надроторних елементів над передвключеним осьовим колесом шнекововідцентрового ступеня. Це ілюструється більш рівномірним розподіленням величин всіх складових швидкостей вздовж радіусу передвключеного колеса, а також збільшенням значень абсолютної швидкості при зменшенні значень її меридіональної складової, особливо на периферії (рис. 3.5 а).

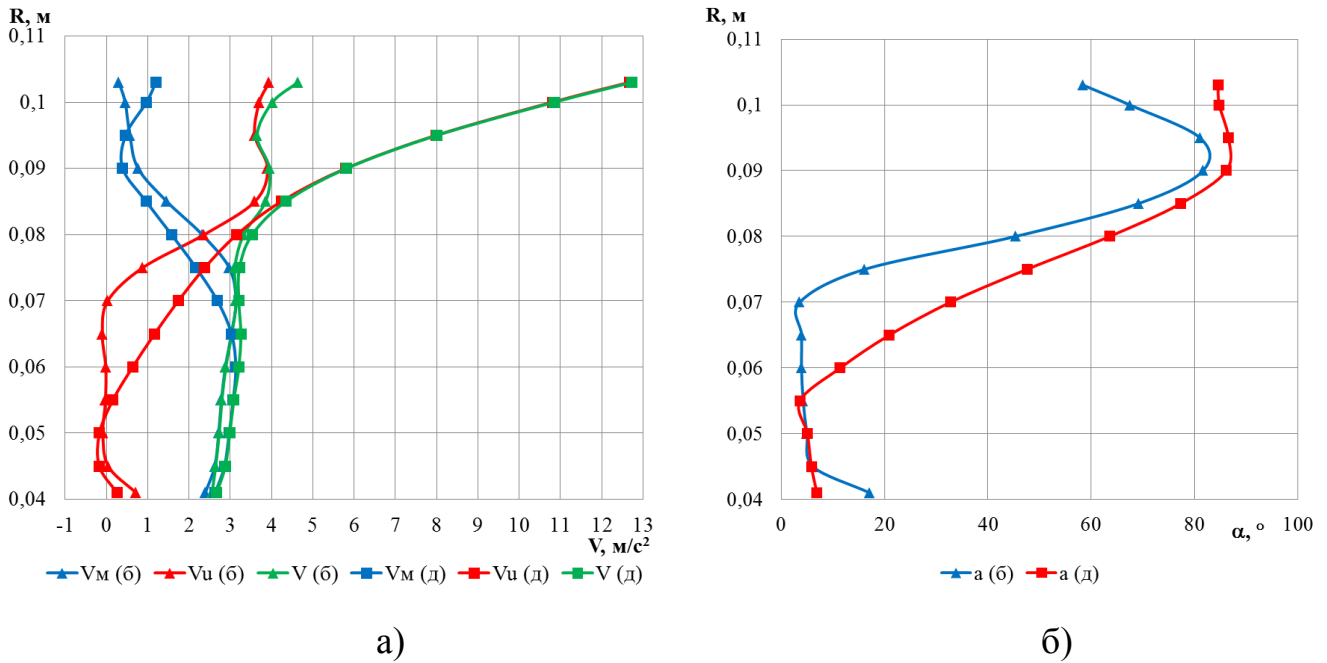


Рисунок 3.5 – Порівняння параметрів потоку перед передвключеним колесом, отриманих за допомогою ВЕ у шнековідцентровому ступені що досліджується (д), та для базового шнековідцентрового ступеня з гладкою надроторною втулкою (б), які випробовуються в ідентичних умовах:

- а) – розподіл абсолютної, відносної та меридіональної складової абсолютної швидкостей вздовж радіусу ПК; б) – розподіл кута відхилення абсолютної швидкості від осьового напрямку вздовж радіусу ПК

Зменшення кута відхилення абсолютної швидкості від осьового напрямку внаслідок встановлення надроторних елементів, що видно з рисунка 3.5 б), каже про зменшення зворотних токів в периферійній на вході у передвключене колесо. Це можна пояснити тим, що вихори, які виникають у пазах надроторної втулки, зменшують енергію зворотного потоку, а також пришвидшують потік у напрямі протилежному основному, що відтісняє ядро вихору зворотного току від входу у передвключене колесо.

Оскільки для ілюстрації робочого процесу виникнення зворотних токів найбільш інформативним показником є меридіональна складова абсолютної швидкості, на рисунку 3.6 зображено розподілення меридіональної складової

абсолютної швидкості вздовж лопатевої системи передвключеного колеса досліджуваного шнекововідцентрового ступеня без надроторних елементів а) та з ними б) у векторному вигляді, яке було отримано у результаті проведення ВЕ.

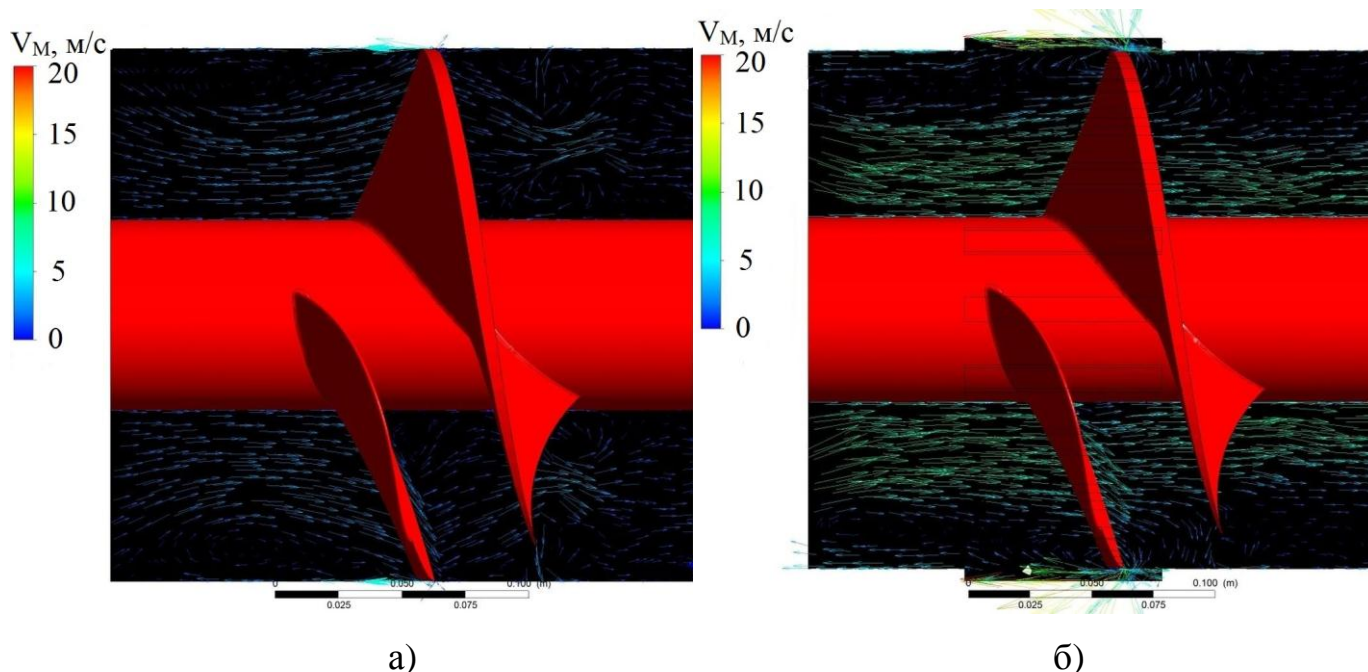


Рисунок 3.6 – Порівняння картин течії у протічній частині шнекововідцентрового ступеня без надроторних елементів (а) та з ними (б) на режимі недовантаження

Отримані результати впливу статорної втулки на структуру потоку на вході у передвключене колесо та у його лопатевої решітці, що зображено на рисунку 3.6, головним чином пояснюються наступним.

Під час роботи передвключеного колеса виникають зворотні токи, що негативно впливають на характеристики шнекововідцентрового ступеня. При використанні надроторних елементів зворотні токи потрапляють у пази і втрачають свою енергію, що приводить до зменшення їх негативного впливу на основний потік. Це дозволяє сформулювати фізичну модель робочого процесу у шнекововідцентровому ступені з надроторними елементами на режимі недовантаження та зобразити її наступним чином (рис. 3.7).

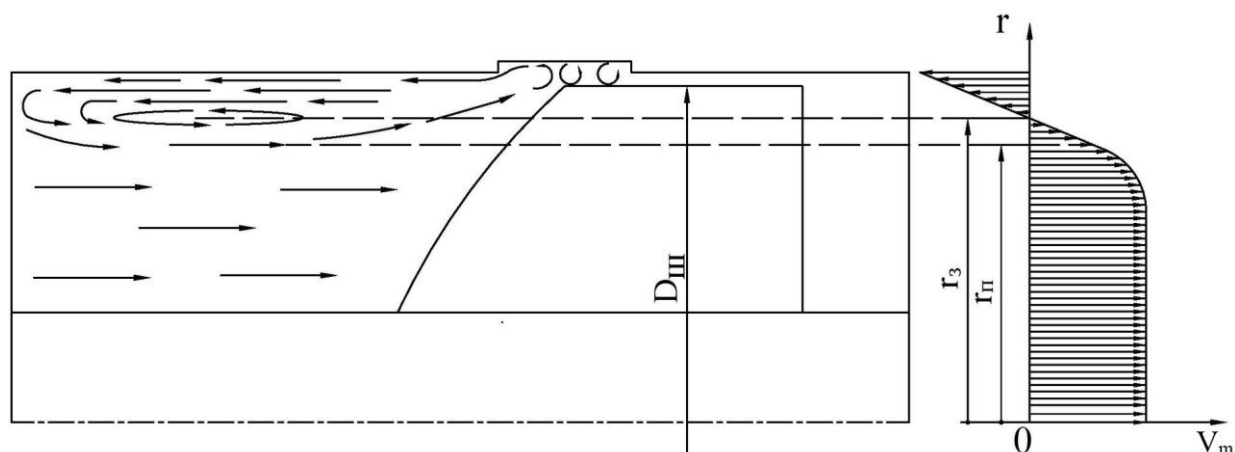


Рисунок 3.7 – Фізична модель робочого процесу у шнекововідцентровому ступені на режимі недовантаження

Згідно з фізичною моделлю на рисунку 3.7, основний потік, у свою чергу завдяки послабленню дії зворотних токів, стає більш стабільним в області лопатевої решітки передвключеного колеса. Це сприяє зменшенню пульсацій тиску у потоці та покращенню вібраційних характеристик ступеня. Окрім цього при взаємодії зворотних токів з пазами статорної втулки у них виникають вихори. Ці вихори дроблять кавітаційні каверни, які виникають на лопатях передвключеного колеса, що приводить до покращення кавітаційних характеристик ступеня.

Фізична модель вказує на визначальний вплив процесів, що відбуваються у периферійній області ПК, а саме вихрової структури, що утворюється у пазах надроторних елементів. Це каже про необхідність при розгляді конструкції надроторних елементів шнекововідцентрового ступеня визначати положення розташування прямих осьових пазів, а також їх площу, що характеризується кількістю, висотою та шириною пазів, які б дозволили максимально впливати на потік безпосередньо перед ПК для покращення кавітаційно-ерозійних характеристик, але при цьому не погіршувати структуру потоку, що може негативно вплинути на напірну та енергетичну характеристики шнекововідцентрового ступеня.

Вищенаведені результати, що отримані у ході проведення ВЕ, підтвердили перспективність використання надроторних елементів для підвищення кавітаційно-

ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня та вказали на геометричні параметри надроторних елементів, вплив яких необхідно дослідити за допомогою фізичного експерименту.

### **3.4. Висновки**

Результати чисельного моделювання, наведені в даному розділі, можливо схарактеризувати наступними висновками:

1. Підтверджено доцільність використання запропонованої розрахункової моделі шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами, що охоплює 3D модель розрахункової області, систему диференційних рівнянь, які описують усталену течію рідини в проточній частині, модель турбулентності, а також початкові та граничні умови, що дозволило провести віртуальний експеримент та отримати верифіковані результати.

2. Проведений віртуальний експеримент виявив можливість зменшення інтенсивності дії зворотних токів на вході у передвключене колесо внаслідок впровадження надроторних елементів у вигляді прямих поздовжніх пазів прямокутної форми.

3. Досліджено механізм впливу впровадження надроторних елементів у вигляді прямих поздовжніх пазів прямокутної форми на картини та параметри течії у протічній частині шнекововідцентрового ступеня.

4. Запропонована фізична модель течії у каналах досліджуваного ступеня з надроторними елементами при знижених подачах.



## РОЗДІЛ 4

### КАВІТАЦІЙНО-ЕРОЗІЙНІ ЯКОСТІ ШНЕКОВОВІДЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ З НЕГЛАДКОЮ СТАТОРНОЮ ВТУЛКОЮ НАД ШНЕКОМ

#### 4.1. Планування фізичного експерименту

Як уже було сказано вище, найбільш доцільним шляхом визначення впливу надроторних елементів над передвключеним колесом на потік та пошук оптимального поєднання їх геометричних параметрів, котре забезпечує покращення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня, є використання фізичного експерименту з різними варіантами виконання повздовжніх прямих пазів у надроторних елементах. Необхідно зважити на те, що варіювання геометричними параметрами надроторних елементів значно обмежене технологічними та експлуатаційними можливостями виробництва. Для скорочення числа дослідів, необхідних для наближення до області оптимуму та визначення кращого варіанту, доцільно застосувати планування експерименту, яке можливе лише при наявності певної вихідної інформації. Були проведені попередні пошукові експерименти [80], мета яких була з'ясувати перспективність застосування надроторних втулок та визначити значущі фактори, вплив яких необхідно враховувати при плануванні експерименту.

Аналіз результатів попереднього експерименту не тільки підтвердив перспективність використання надроторних елементів, а й дозволив в сукупності з аналізом літературного пошуку та даними чисельного моделювання виявити значущі фактори, вплив яких необхідно враховувати та встановити доцільні рівні їх варіювання. Було зроблено вибір основних досліджуваних факторів, а саме (рис. 4.1): кількість пазів  $Z$  у статорній втулці, ширина пазів  $b$  у статорній втулці, довжина пазів  $l_1$  перед вхідною кромкою лопатей передвключеного колеса (на периферії), довжина пазів  $l_2$  за вхідною кромкою лопатей предвключеного колеса (на периферії), глибина пазів  $h$  для всіх варіантів статорних втулок постійна та дорівнює  $h = 5$  мм.

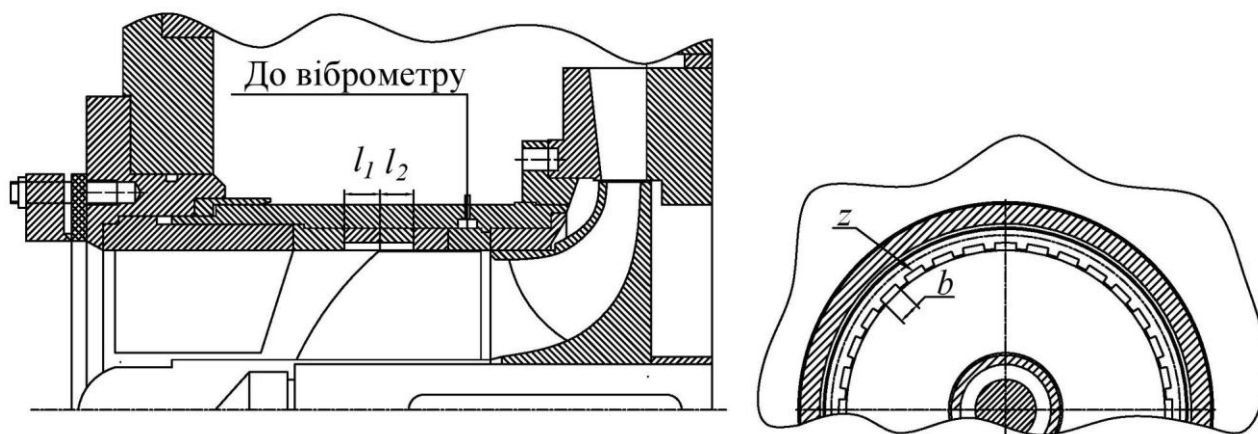


Рисунок 4.1 – Конструктивна схема експериментального приладу

Відомо [105], що при використанні планування експерименту мета дослідження має бути чітко визначена і повинна мати однозначну кількісну оцінку – параметр оптимізації, що є реакцією на дію факторів. У даному випадку основною метою дослідження є отримання покращеної кавітаційно-ерозійної характеристики шнекововідцентрового ступеня, тому за параметр оптимізації прийнято було порогове значення параметра стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$ , отримання якого детально було розглянуто у другому розділі (формула 2.16).

Був проведений повнофакторний експеримент  $2^4$  з урахуванням ефектів взаємодії, оскільки проведений попередній аналіз показав, що ефекти взаємодії істотні. Рівні факторів та інтервали варіювання, які були використані в ході фізичного експерименту, наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Рівні та інтервали варіювання факторів у ході фізичного експерименту

Найменування фактора	Позначення	Інтервал варіювання	Рівень фактора		
			Основний	Верхній	Нижній
			0	+	-
Кількість пазів $Z$	$X1$	8	24	32	16
Ширина пазів $b$ , мм	$X2$	4	10	14	6
Довжина пазів $l_1$ , мм	$X3$	20	40	60	20
Довжина пазів $l_2$ , мм	$X4$	10	30	40	20

Матриця планування фізичного експерименту наведена у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Матриця планування фізичного експерименту

№ дослід	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_1$	$X_1$	$X_1$	$X_2$	$X_2$	$X_3$	$X_1$	$X_1$	$X_1$	$X_2$	$X_1$
						$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_3$	$X_4$	$X_4$	$X_2$	$X_2$	$X_3$	$X_3$	$X_2$
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	-1
3	1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1
4	1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	1
5	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1
6	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1
7	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1
8	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1
9	1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1
10	1	-1	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	1
11	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1
12	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1
13	1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	1
14	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1
15	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	-1	-1
16	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1

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

Для проведення ФЕ був виготовлений комплект надроторних елементів, згідно з матрицею планування фізичного експерименту, який складався з гладкої

втулки та 16 варіантів надроторних втулок з прямими поздовжніми пазами прямокутної форми, зовнішній вигляд яких представлено на рисунку 4.2.



Рисунок 4.2 – Зовнішній вигляд статорної втулки над передвключеним колесом:

а) – гладка статорна втулка; б) – надроторна втулка з прямими поздовжніми пазами прямокутної форми

Дослідження усіх варіантів надроторних втулок згідно з матрицею варіантів виконувалось за допомогою фізичного експерименту під час якого проводились параметричні та кавітаційні випробування на 5 режимах за подачею  $0,3Q_{ном}$ ,  $0,5Q_{ном}$ ,  $0,75Q_{ном}$ ,  $1,0Q_{ном}$  та  $1,2Q_{ном}$ .

Досліди в рамках реалізації описаного вище плану експерименту проводилися відповідно до методики викладеної у другому розділі.

Попередньо перед серією дослідів в рамках плану експерименту було проведено в аналогічному об'ємі випробувань фізичний експеримент з гладкою надроторною втулкою над передвключеним колесом у досліджуваному шнекововідцентровому ступені. Отримані при цьому експериментальні дані прийняті за базові для подальшого порівняння з результатами, отриманими в ході реалізації плану експерименту.

## 4.2 Аналіз даних, отриманих при реалізації плану експерименту

Результати випробувань у вигляді експериментальних характеристик наведені у Додатку А1 – значення порогового параметра кавітаційної ерозії для всіх варіантів надроторних елементів на 5 режимах за подачею, у Додатку А2 – узагальнені характеристики шнекововідцентрового ступеня, що включають напірну, енергетичну, кавітаційну та вібраційну характеристики. Наведені характеристики представлені в безрозмірному вигляді, де  $\varphi$  – коефіцієнт подачі,  $\Psi$  – коефіцієнт напору,  $\tau$  – коефіцієнт потужності,  $\kappa$  – коефіцієнт кавітаційного запасу,  $\gamma$  – коефіцієнт віброприскорення.

При цьому, коефіцієнти подачі  $\varphi$ , напору  $\Psi$  і потужності  $\tau$  визначались за формулами, відповідно до [116]:

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot U_2}; \quad (4.1)$$

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{U_2^2}; \quad (4.2)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot \rho \cdot U_2^3 \cdot D_2 \cdot b_2}. \quad (4.3)$$

Коефіцієнти кавітаційного запасу  $\kappa$  та віброприскорення  $\gamma$  визначались за формулами:

$$\kappa = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH3}{U_2^2}; \quad (4.4)$$

$$\gamma = \frac{w_k}{g}. \quad (4.5)$$

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

Отримана у досліді з гладкою надротornoю втулкою вібраційна характеристика дозволяє за формулою 2.15 отримати значення віброприскорення  $w_{k(\bar{\sigma})} = 37 \text{ м/с}^2$ , яке приймалась за базове.

Результати дослідів у вигляді середньоарифметичних значень параметра оптимізації  $K_{en} = f(w_k)$  (2.16) наведені у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати дослідів, реалізованих згідно з матрицею планування

№ досліді	$w_k, \text{ м/с}^2$	$Y = K_{en}$
1	34,5	20,5
2	36,0	20,2
3	35,6	20,3
4	34,7	20,4
5	30,6	21,3
6	35,8	20,2
7	30,7	21,3
8	34,1	20,6
9	28,4	21,8
10	32,9	20,8
11	32,9	20,8
12	31,0	21,2
13	22,9	23,5
14	32,5	20,9
15	31,0	21,2
16	26,7	22,3

Для кожного рядка матриці планування за результатами паралельних дослідів знаходилось середнє арифметичне значення параметрів оптимізації за формулою:

$$\bar{y}_i = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n y_{iu},$$

де  $u$  – номер паралельного дослідів;

$n$  – число паралельних дослідів;

$y_{ju}$  – значення параметра оптимізації в  $u$ -му досліді  $i$ -го рядка матриці,  $i = 1..N$ ;

$N$  – число дослідів у матриці планування.

Дисперсія дослідів визначалася для кожного параметра оптимізації за даними паралельних дослідів за формулою (табл. 4.4):

$$S_i^2 = \frac{\sum_{u=1}^n (y_{iu} - \bar{y}_i)^2}{n - 1}.$$

Таблиця 4.4 – Допоміжна таблиця для розрахунку  $S^2$

№ дослідів	$S^2$
1	2,203
2	0,124
3	0,047
4	0,022
5	0,031
6	1,780
7	4,024
8	2,531

№ дослідю	$S^2$
9	0,232
10	0,157
11	0,026
12	0,030
13	0,068
14	0,026
15	0,030
16	0,045

Гіпотеза однорідності ряду дисперсій перевірялася для кожного параметра оптимізації за допомогою G-критерію Кохрена, який є відношенням максимальної дисперсії до суми усіх дисперсій:

$$G_p = \frac{s_{max}^2}{\sum_{i=1}^N s_i^2} = 2,531 / 11,38 = 0,35.$$

В результаті розрахунків отримуємо  $G_p = 0,35$ , що не перевищує табличного значення G-критерія Кохрена [117]  $G_T(n-1, N)$ ;  $G_T(2-1, 16) = 0,4709$  (прийнятий 5%-вий рівень значущості), а отже дисперсії однорідні.

Оскільки дисперсії дослідів однорідні, то дисперсія відтворюваності експерименту  $s_y^2$  обчислюється за формулою:

$$s_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N s_i^2}{N} = 11,38 / 16 = 0,711.$$



План типу  $2^4$  дозволяє отримати роздільні оцінки для коефіцієнтів рівняння регресії виду:

$$Y = b_0 + b_1X1 + b_2X2 + b_3X3 + b_4X4 + b_{12}X1X2 + b_{13}X1X3 + b_{14}X1X4 + b_{23}X2X3 + b_{24}X2X4 + b_{34}X3X4 + b_{123}X1X2X3 + b_{124}X1X2X4 + b_{134}X1X3X4 + b_{234}X2X3X4 + b_{1234}X1X2X3X4 \quad (4.6)$$

Коефіцієнти рівняння регресії (4.6) визначаються за формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N Y_j}{N}; \quad b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} Y_j}{N}; \quad b_{il} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} Y_j}{N}; \quad b_{ilk} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} x_{kj} Y_j}{N},$$

де  $x_{ij}$  – кодоване значення  $i$ -го фактора у  $j$ -м досліді;

$Y_j$  – значення параметра оптимізації у  $j$ -м досліді;

$N$  – число дослідів у матриці оптимізації.

У результаті розрахунків були отримані наступні значення коефіцієнтів (табл. 4.5):

Таблиця 4.5 – Коефіцієнти рівняння регресії

$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{14}$	$b_{23}$	$b_{24}$	$b_{34}$	$b_{123}$	$b_{124}$	$b_{134}$	$b_{234}$	$b_{1234}$
21,08	0,25	0,07	-0,33	-0,49	0,37	-0,16	-0,01	0	-0,11	0,07	-0,13	-0,27	-0,05	0,03	0,14

Після підставлення значень коефіцієнтів рівняння (4.6) набуло виду:

$$Y = 21,08 + 0,25X1 + 0,07X2 - 0,33X3 - 0,49X4 + 0,37X1X2 - 0,16X1X3 - 0,01X1X4 - 0,11X2X4 + 0,07X3X4 - 0,13X1X2X3 - 0,27X1X2X4 - 0,05X1X3X4 + 0,03X2X3X4 + 0,14X1X2X3X4. \quad (4.7)$$

Перевірка значущості коефіцієнтів регресії проводилася шляхом порівняння абсолютної величини коефіцієнта з довірчим інтервалом. Для визначення останнього розраховувались дисперсії коефіцієнтів регресії за формулою [117]:

$$s^2 \{b_i\} = \frac{1}{nN} \cdot s_y^2.$$

Довірчий інтервал визначався за формулою:

$$\Delta b_i = \pm t_T s \{b_i\},$$

де  $t_T=2,12$  – табличне значення  $t$ -критерію Стьюдента при 5% рівні значущості і числі ступенів свободи  $f = N(n - 1) = 16$ ;

$s \{b_i\} = +\sqrt{s^2 \{b_i\}}$  – похибка у визначенні  $i$ -го коефіцієнта регресії.

У результаті розрахунків отримали  $s_y^2 = 0,711$ ,  $s^2 \{b_i\} = 0,022$ ,  $s \{b_i\} = 0,149$ ,  $\Delta b_i = \pm 0,316$ .

Коефіцієнти  $b_1, b_2, b_{13}, b_{14}, b_{23}, b_{24}, b_{34}, b_{123}, b_{124}, b_{134}, b_{234}, b_{1234}$  виявилися незначними (меншими довірчого інтервалу) і були виключені з рівняння регресії. Рівняння (4.7) при цьому прийняло вид:

$$Y = 21,08 - 0,33X_3 - 0,49X_4 + 0,37X_1X_2. \quad (4.8)$$

Перевірку адекватності моделі (4.8) проводили за F-критерієм Фішера [88]. Дисперсія адекватності визначалася за формулою:

$$s_{ad}^2 = \frac{n \sum_{j=1}^N (Y_j - \hat{Y}_j)^2}{f},$$

де  $\hat{Y}$  – експериментальне значення параметра оптимізації у  $j$ -му досліді;

$\hat{Y}_j$  – значення параметра оптимізації у  $j$ -му досліді, обчислене за рівнянням (4.8);

$f$  – число ступенів свободи,  $f = N - (k + 1)$ ;

$k$  – число факторів, що дорівнює 4.

Для обчислення дисперсії адекватності встановили допоміжну таблицю 4.6.

Таблиця 4.6 – Допоміжна таблиця для розрахунку дисперсії адекватності  $s_{ad}^2$

№	$Y_j$	$\hat{Y}_j$	$(Y_j - \hat{Y}_j)^2$
1	20,5	20,7	0,03
2	20,2	19,9	0,09
3	20,3	19,9	0,14
4	20,4	20,6	0,04
5	21,3	21,3	0,00
6	20,2	20,5	0,10
7	21,3	20,6	0,55
8	20,6	21,3	0,54
9	21,8	21,6	0,05
10	20,8	20,8	0,00
11	20,8	20,8	0,00
12	21,2	21,6	0,16
13	23,5	22,3	1,45
14	20,9	21,5	0,40
15	21,2	21,5	0,09
16	22,3	22,3	0,00
$\sum_{j=1}^{16} (Y_j - \hat{Y}_j)^2$			3,64

Таким чином, дисперсія адекватності:

$$s_{ad}^2 = \frac{n \sum_{j=1}^N (Y_j - \hat{Y}_j)^2}{N - (k + 1)} = \frac{2 \cdot 3,64}{16 - (4 + 1)} = 0,66.$$

Розрахункове значення F-критерію Фішера:

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s_y^2} = \frac{0,66}{0,711} = 0,93.$$

Табличне значення F-критерію при 5% рівні значущості і 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 (4.8) можна перетворити до вигляду:

$$x_1 = \frac{Z - Z_0}{dZ}, \quad x_2 = \frac{b - b_0}{db}, \quad x_3 = \frac{l_1 - l_{10}}{dl_1}, \quad x_4 = \frac{l_2 - l_{20}}{dl_2},$$

$$K_{en} = 25,975 - 0,116 \cdot Z - 0,278 \cdot b - 0,016 \cdot l_1 - 0,049 \cdot l_2 + 0,012 \cdot Z \cdot b. \quad (4.9)$$

Для застосування методу крутого сходження виконаємо лінеаризацію  $Z \cdot b$  в околиці нульової точки [118]:

$$Z \cdot b = Z^* \cdot b + b^* \cdot Z - Z^* \cdot b^* = 24 \cdot b + 10 \cdot Z - 240. \quad (4.10)$$

З урахуванням (4.10) рівняння (4.9) набуде вигляду:

$$K_{en} = 23,095 + 0,004 \cdot Z + 0,010 \cdot b - 0,016 \cdot l_1 - 0,049 \cdot l_2. \quad (4.11)$$

Згідно з отриманої моделі (4.11) параметр кавітаційної ерозії ступеня  $K_{en}$  зростає зі зменшенням довжин пазів  $l_1$  і  $l_2$  і збільшенням кількості  $Z$  і ширини пазів  $b$ .

Рівняння (4.11), що зв'язує параметр оптимізації  $K_{en}$  з основними факторами  $Z$ ,  $b$ ,  $l_1$ ,  $l_2$  є також функцією відгуку. Для знаходження оптимального параметра оптимізації використовували метод крутого сходження. Круте сходження по поверхні відгуку забезпечує рух до оптимуму по найкоротшому шляху – градієнту функції відгуку.

Круте сходження починаємо з нульової точки ( $Z^* = 24$ ,  $b^* = 10$  мм,  $l_1^* = 40$  мм,  $l_2^* = 30$  мм).

Крок руху по градієнту для кількості пазів  $Z$  приймаємо рівним 3 шт. Для інших факторів крок руху обчислюємо за формулою [108]:

$$\Delta_i = \Delta_l \frac{b_i \cdot \varepsilon_i}{b_l \cdot \varepsilon_l},$$

де  $\Delta_l$  – вибраний крок руху для фактора  $l$ ;

$\Delta_i$  – крок руху для  $i$ -го фактора;

$b_i, b_l$  – коефіцієнти регресії  $i$ -го та  $l$ -го факторів;

$\varepsilon_i, \varepsilon_l$  – інтервали варіювання  $i$ -го та  $l$ -го факторів.

Розрахунок руху за градієнтом наведено у таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Розрахунок крутого сходження

Найменування	$Z$	$b, \text{мм}$	$l_1, \text{мм}$	$l_2, \text{мм}$	$K_{en}$
Основний рівень	24	10	40	30	-
Коефіцієнт $b_i$	0,004	0,010	-0,016	-0,049	-
Інтервал варіювання $\varepsilon_i$	8	4	20	10	-
$b_i \times \varepsilon_i$	0,032	0,040	-0,320	-0,490	-
Крок $\Delta_i$	3	2,5	-10	-5,31	-
Округлений крок	3	2	-10	-5	-
Уявний дослід № 17	27	12	30	25	21,6
Уявний дослід № 18	30	14	20	20	22,12
Реалізований дослід № 19	32	16	20	20	22,0

У досліді № 19 отримано зменшення значення параметра кавітаційної ерозії ступеня  $K_{en} = 21,95$ , яке нижче результату уявного дослід № 18 і нижче результату

кращого досліді № 13 ( $Z = 32$ ,  $b = 14$  мм,  $l_1 = 20$  мм,  $l_2 = 20$  мм,  $K_{en} = 23,46$ ) в плані експерименту на 10 %.

Тому пошук екстремуму методом крутого сходження завершуємо.

На рисунку 4.3 наведені порівняльні характеристики шнековідцентрового ступеня з гладкою надроторною втулкою та надроторною втулкою з пазами №13.

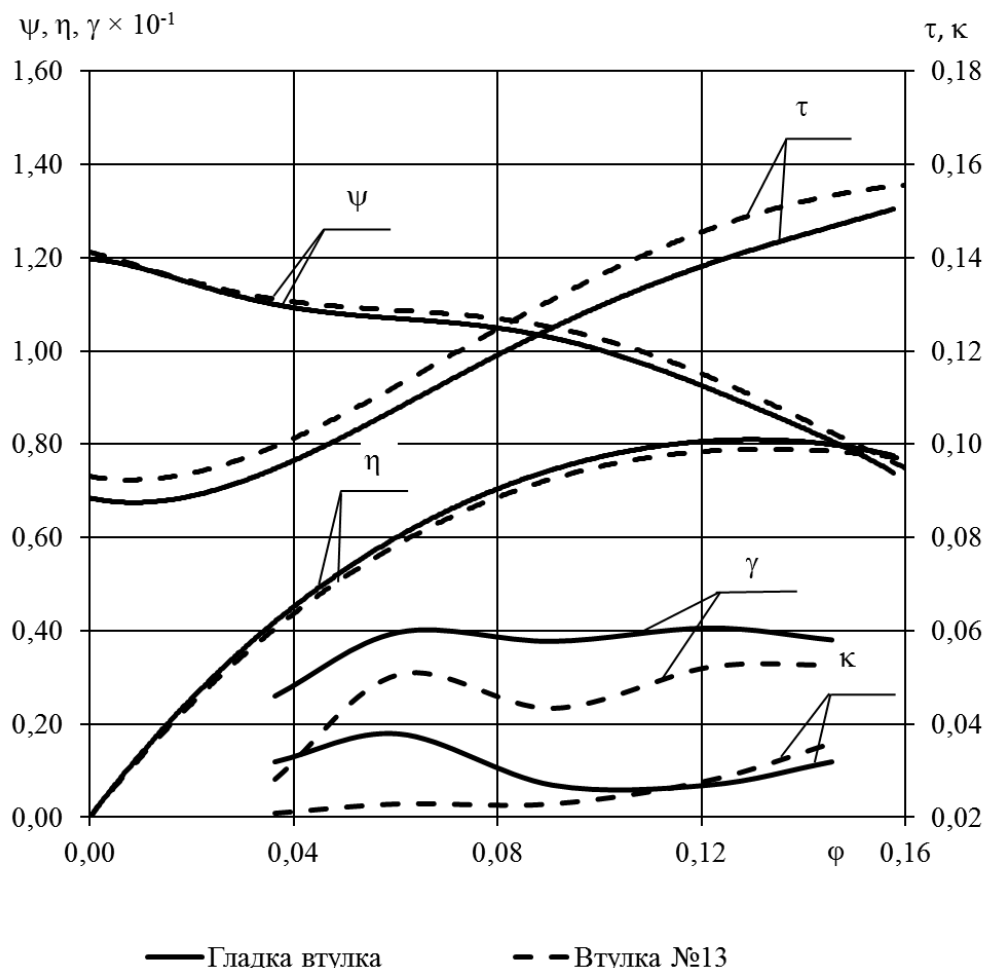


Рисунок 4.3 – Порівняльні характеристики шнековідцентрового ступеня з гладкою надроторною втулкою та надроторною втулкою з пазами №13:

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot U_2} \text{ – коефіцієнт подачі; } \Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{U_2^2} \text{ – коефіцієнт напору;}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot \rho \cdot U_2^3 \cdot D_2 \cdot b_2} \text{ – коефіцієнт потужності; } \kappa = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH3}{U_2^2} \text{ – коефіцієнт}$$

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

### 4.3 Перевірка основних отриманих результатів альтернативним методом з використанням легкоруйнівних лакових покриттів

Як було сказано вище, залежність віброприскорення від кавітації є непрямим критерієм, що характеризує кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрових ступенів. Для перевірки адекватності результатів фізичного експерименту були проведені порівняльні випробування ступеня з гладкою надроторною втулкою та ступеня з найкращим варіантом надроторних елементів, обраного за розрахунками у розділі 3, з використанням методики прискореної оцінки кавітаційно-ерозійних якостей робочих органів шляхом нанесення легкоруйнівного лакофарбового покриття на поверхню ПК. Результати випробування ступеня з гладкою втулкою над передвключеним колесом приведені на рисунку 4.4.



а)



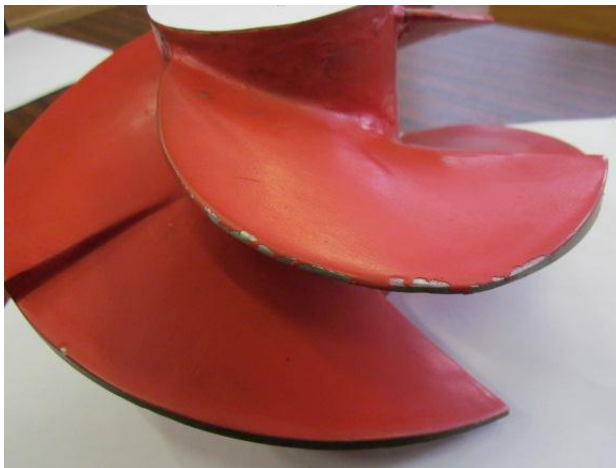
б)

Рисунок 4.4 – Передвключене колесо, пофарбоване емаллю НЦ-132, після випробувань протягом 4 годин у кавітаційному режимі:

а) тильна сторона лопаті; б) робоча сторона лопаті

На наведених фотографіях видно, що місце руйнування з найбільшою площею розташоване на тильній стороні лопаті поблизу вихідної кромки (рис. 4.4 а). Руйнування на робочій стороні лопаті (рис. 4.4 б), поблизу вхідної кромки, мають меншу площу. Картина отриманих руйнувань якісно відповідає отриманим раніше результатами на аналогічних за конструкцією передвключених колесах [4].

Наступним кроком було випробувано шнековідцентровий ступінь із надроторною втулкою №13 ( $Z = 32$ ,  $b = 14$  мм,  $l_1 = 20$  мм,  $l_2 = 20$  мм), яка за розрахунками показала найкращі кавітаційно-ерозійні якості шнековідцентрового ступеня  $K_{en} = 23,5$ . Її було встановлено над ПК та випробувано за аналогічних умов на режимі  $0,75Q_{ном}$  від номінальної подачі протягом 4 годин у кавітаційному режимі. Після випробувань було проведено обстеження цілісності легкоруйнівного покриття на ПК, яке показало відсутність його руйнування від дії кавітаційної ерозії. Зовнішній вигляд ПК після випробувань приведено на рисунку 4.5, на якому видно лише невеликі подразнення покриття емалі НЦ-132 на периферійних ділянках лопаті ПК та її вхідній кромці, які викликані взаємодією з потоком рідини, а не є пошкодженнями від дії руйнування кавітаційних каверн на поверхні лопаті.



а)



б)

Рисунок 4.5 – Передвключене колесо, пофарбоване емаллю НЦ-132, після випробувань протягом 4 годин у кавітаційному режимі

з використанням надроторних елементів:

а) тильна сторона лопаті; б) робоча сторона лопаті

Проведені додаткові експерименти з використанням легкоруйнівного лакофарбового покриття наочно продемонстрували ефективність запропонованого в



дослідженні методу підвищення кавітаційно-ерозійних властивостей шнекововідцентрових ступенів за допомогою надроторних елементів.

#### **4.4 Рекомендації до проектування шнекововідцентрового ступеня з високими кавітаційно-ерозійними якостями**

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

- ширину пазу приймати близькою до  $b = 0,07 D_w$ ;
- глибину пазу – близькою до  $h = 0,36 b$ ;
- число пазів у надроторній втулці –  $Z = 2,1 \frac{D_w}{b}$ ;
- розташування надроторної втулки, починаючи від вхідної кромки на периферії передвключеного колеса – близькою до  $l_1 = l_2 = 0,095 D_w$ .

Рекомендації розроблені при зміні параметрів пазів у межах, визначених плануванням експерименту, і можуть бути застосовані для перших шнекововідцентрових ступенів зі значенням коефіцієнтів швидкохідності  $n_s = 110–140$ .

Оптимальність вказаних параметрів ґрунтується на розробленій фізичній моделі руху рідини в проточній частині шнекововідцентрового ступеня та визначена експериментальним шляхом.

#### **4.5. Висновки**

Використання планування експерименту при виконанні фізичного експерименту дозволило значно зменшити кількість дослідів та заощадити матеріальні витрати та час.

1. Отримана модель оцінки параметра кавітаційної ерозії шнекововідцентрового ступеня з використанням надроторних елементів, що

дозволяє оцінити ефективність використання надроторних елементів на етапі проектування.

2. Визначені оптимальні геометричні параметри надроторних елементів, за яких досягається максимальне значення параметра кавітаційної ерозії  $K_{ep}$ .

3. Розроблено рекомендації до проектування шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами для покращення кавітаційно-ерозійних характеристик.

4. Підтверджено адекватність отриманих результатів за допомогою альтернативного методу перевірки кавітаційно-ерозійних якостей за допомогою легкоруйнівних лакофарбових покриттів.

5. Запропоновано шлях подальших наукових пошуків за темою підвищення кавітаційно-ерозійних якостей відцентрових насосів за допомогою надроторних елементів.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-технічна задача вдосконалення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня за допомогою надроторних елементів та розроблення рекомендацій до їх проектування. Вирішення даної задачі направлене на задоволення потреби нового покоління насосів із першим шнекововідцентровим ступенем зі збільшеними вимогами до кавітаційно-ерозійних характеристик. За результатами виконаної роботи можливо зробити наступні висновки:

1. Проведено інформаційно-аналітичний огляд за темою дисертації. Виявлено необхідність у покращенні кавітаційно-ерозійних якостей шнекововідцентрових ступенів та запропоновано спосіб вирішення цієї проблеми за рахунок установки надроторних елементів. Виконано аналіз існуючих методів визначення кавітаційно-ерозійних характеристик.

2. Запропоновано фізичну модель течії в каналах досліджуваного ступеня, яка дозволила визначити значимі геометричні параметри надроторної втулки, які визначально впливають на характеристику потоку. Ними виявилися: кількість пазів  $Z$ , ширина пазів  $b$ , довжина пазів  $l_1$  перед вхідною кромкою лопатей передвключеного колеса і довжина пазів  $l_2$  за вхідною кромкою лопатей передвключеного колеса.

3. Проведено фізичний експеримент за результатами якого отримано рівняння регресії за параметром стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en}$ , що дозволило оцінити значимість геометричних параметрів надроторної втулки. Отримане рівняння регресії вказує на те, що найбільш значимими факторами, що впливають на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрових ступенів, є кількість пазів і їх ширина. Збільшення значень цих параметрів покращує стійкість до кавітаційної ерозії шнекововідцентрових ступенів з надроторними елементами. Завдяки застосуванню методу крутого сходження до отриманого рівняння регресії визначено оптимальні розміри надроторної втулки досліджуваного шнекововідцентрового

ступеня, при яких досягається максимальне значення порогового параметра стійкості до кавітаційної ерозії  $K_{en} = 23,5$ ;  $Z = 32$ ,  $b = 14$  мм,  $l_1 = 20$  мм,  $l_2 = 20$  мм. При цьому вдалося поліпшити кавітаційні характеристики без значної зміни напірної та енергетичної характеристик шнекововідцентрового ступеня. Фізичний експеримент з використанням легкоруйнівних лакофарбових покриттів наочно підтвердив адекватність отриманих у дослідженні результатів і продемонстрував ефективність використання надроторних елементів у боротьбі з кавітаційною ерозією у шнекововідцентрових ступенях.

4. Розроблено рекомендації з проектування надроторних елементів для поліпшення кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Nesbitt B. Handbook of Pumps and Pumping: Pumping Manual International. – Elsevier Science, 2006. – 470 p.
- 2 Frenning L. Pump life cycle costs: A guide to LCC analysis for pumping systems. – Hydraulic institute & Europump, 2001. – 194 p.
- 3 Визенков Г., Твердохлеб И., Куценко В., Иванюшин А., Авдеенко В. Насосы специального и общепромышленного назначения с предвключенными осевыми колесами. Обзор опыта исследований, разработки и эксплуатации насосов с предвключенным осевым колесом // Насосы и оборудование. – 2008. – №3. – С. 46–50.
- 4 Жуков В.М. Диссертация «Исследование кавитационного разрушения предвключенных колес центробежных насосов для энергетики» на соискание уч. степени канд. тех. наук, Сумы, – 1974.
- 5 Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнекововідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – № 2(40). – С. 60–66.
- 6 Ткач П.Ю. Анализ пульсаций давления на кавитационных режимах в первых ступенях центробежных насосов / П.Ю. Ткач, В.А. Куценко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 4(54). – С. 37–41.
- 7 Ткач П.Ю. Влияние негладкой надроторной втулки перед рабочим колесом на характеристики первой ступени центробежного насоса / В.П. Авдеенко, А.С. Косторной, В.А. Куценко, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – № 1(59). – С. 39–46.
- 8 Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнекововідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XVIII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 21–24 травня, 2013 р. – Київ, 2013. – С. 138.

9 Патент на корисну модель 81633 Україна F04D 29/66 (2006.01) / Шнековідцентровий ступінь насоса / В.П. Авдеєнко, О.В. Єлін, В.О. Куценко, П.Ю. Ткач; заявник і патентовласник Публічне акціонерне товариство «Сумський завод насосного та енергетичного машинобудування «Насосенергомаш» – № u201214625; заявл. 20.12.2012; опубл. 10.07.2013, бюл. № 13.

10 Ткач П.Ю. Методи оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин / П.Ю. Ткач // Вісник СумДУ. – 2013. – №4. – С. 91–96.

11 Ткач П.Ю. Методы оценки кавитационно-эрозионных качеств гидромашин / П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 23–26 квітня, 2013 р. – Суми, 2013. – Ч. II. – С. 89–90.

12 Ткач П.Ю. Методи та засоби дослідження кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня нетрадиційної конструкції шляхом фізичного експерименту / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: III Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 22–25 квітня, 2014 р. – Суми, 2014. – Ч. II. – С. 152–153.

13 Ткач П.Ю. Експериментальна установка та методика проведення дослідження впливу надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насосу / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – № 3(45). – С. 16–21.

14 Ткач П.Ю. Експериментальна установка та методика проведення дослідження впливу надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насосу / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XIX Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 21–24 травня, 2014 р. – Кіровоград, 2014. – С. 147.

15 Ткач П.Ю. Отработка методики оценки кавитационно-эрозионных качеств шнекоцентробежных ступеней с помощью вибрационных характеристик / П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка та пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП: тези доп., 15–17 жовтня 2015 р. – Суми, 2015. – С. 69.

16 Tkach P. Y. Influence of Geometric Parameters of Inducer Bush Design on Cavitation Erosion Characteristics of Centrifugal Inducer Stage of Pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – Vol. 233. – №. 1. – P. 012012. DOI:10.1088/1757-899X/233/1/012012.

17 Ткач П.Ю. Влияние геометрических параметров надроторных элементов передвключенного осевого колеса на кавитационно-эрозионные качества шнекоцентробежной ступени центробежного насоса / П.Ю. Ткач // Збірник доповідей учасників XV Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» «Гервікон + насоси 2017». – Суми: Територія, 2017. – С. 124–134.

18 Ткач П.Ю. Проміжні результати дослідження впливу геометричних параметрів надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня відцентрового насосу / П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 23–26 травня, 2017 р. – Черкаси, 2017. – С. 34–36.

19 Ткач П.Ю. Перевірка кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами методом з використанням легкоруйнівних покриттів / П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXIII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 19–22 червня, 2018 р. – Київ, 2018. – С. 65–67.

20 Ткач П.Ю. Тестування продукту ANSYS CFX на прикладі течії у шнековідцентровому ступені з моделюванням радіального зазору на периферії передвключеного осьового колеса / П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: IV Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 14–15 квітня, 2015 р. – Суми, 2015. – Ч. II. – С. 78.

21 Ткач П.Ю. Структура потоку течії рідини у шнекововідцентровому ступені насоса з надроторними елементами / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XX Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 26–29 травня, 2015 р. – Київ, 2015. – С. 138.

22 Ткач П.Ю. Возможность использования программ чисельной гидродинамики для оценки кавитационно-ерозийных явлений гидромашин / П.Ю. Ткач // Сучасні технології у промисловому виробництві: Матеріали та програма ІV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19–22 квітня 2016 р.), Ч. 2, СумДУ. – С. 753.

23 Ткач П.Ю. Вплив надроторних елементів шнеку на картину течії рідини у шнекововідцентровому ступені насоса / О.С. Косторний, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: ХХІ Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 24–27 травня, 2016 р. – Київ, 2016. – С. 28.

24 Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage with the inducer bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. – Vol. 4. – No. 11 (94). – P. 24–31. DOI:10.15587/1729-4061.2018.139392.

25 Куценко В.А. Исследование работы предвключенных колес в режиме развитой кавитации: дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1980.

26 Думов В.И. Повышение антикавитационных свойств центробежных ступеней при помощи осевых предвключенных колес. – «Теплотехника», №4. – 1957.

27 Думов В.И. Расчет центробежных ступеней с осевыми предвключенными колесами, обладающими высокими антикавитационными качествами. – «Теплотехника», №6. – 1959.

28 Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1973, – 52 с.

29 Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. д-ра техн. наук Б.В. Овсянникова и д-ра техн. наук В.Ф. Чебаевского. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.

30 Сточек Н.П., Шапиро А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 128 с.



31 Ржебаева Н.К. Шнеко-центробежная ступень насоса: методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Н.К. Ржебаева, В.М. Жуков, В.А. Куценко. – Х.: Кафедра гидравлических машин Сумского филиала Харьковского политехнического института, 1990. – 40 с.

32 Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – Машиностроение, 1966. – 361 с.

33 Єлін О.В. Патент на корисну модель «Багатоступеневий відцентровий насос» UA 71459 U / О.В. Єлін, С.О. Лугова, В.К. Єлін // Електронна версія акумулятивного офіційного бюлетеня «Промислова власність». – 10.07.2012. – №13 (на сайті [www://ukrpatent.org](http://www://ukrpatent.org)).

34 Лясін О.Ф. Патент на корисну модель «Відцентровий насос» UA 75431 U / О.Ф. Лясін, В.О. Полікаренко, М.І. Цвик та ін. // Електронна версія акумулятивного офіційного бюлетеня «Промислова власність». – 26.11.2012. – №22 (на сайті [www://ukrpatent.org](http://www://ukrpatent.org)).

35 Волченко Г.Г. Патент на корисну модель «Вертикальний відцентровий насос» UA 17675 U / Г.Г. Волченко, В.В. Белов, В.О. Куценко та ін. // Промислова власність. – 2006. – бюл. №10. – С. 5.125.

36 Волченко Г.Г. Патент на корисну модель «Вертикальний відцентровий насос» UA 59209 U / Г.Г. Волченко, В.К. Єлін, В.О. Куценко та ін. // Промислова власність. – 2011. – бюл. №9. – С. 5.85.

37 Елин А.В. Агрегаты электронасосные для нефти и нефтепродуктов: номенклатурный каталог ОАО «ВНИИАЭН» / А.В. Елин, Н.А. Бойко, В.В. Дубоделова. – Сумы: АС – Полиграф. – 2007. – 16 с.

38 Пирсол И. Кавитация. – М.: Мир, 1975. – 95 с.

39 Кнэпп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф. Кавитация. – М.: Издательство «МИР», 1974.

40 Рождественский В. В. Кавитация. – Л.: Судостроение, 1977.

41 Пылаев Н.И., Эдель Ю.У. Кавитация в гидротурбинах. – Л.: Машиностроение, 1974.

- 42 Фомин В.В. Гидроэрозия металлов. – М.: Машиностроение, 1977.
- 43 Козырев С.П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации. – «Машиностроение», 1971.
- 44 Тирувенгадам А. Обобщенная теория кавитационных раз разрушений. – Trans ASME. Серия Д. (русский перевод). – №3. – 1963.
- 45 Шальнев К.К. Гидромеханические аспекты кавитационной эрозии. Изв. АН СССР ОТН. – №1. – 1958.
- 46 Eisenberg P.A. Critical review of recent progress in cavitation research. Cavitation in hydrodynamics. – London, 1956.
- 47 Карелин В.Я. Износ лопастных гидравлических машин от кавитации и насосов. – М.: Машиностроение, 1970.
- 48 Guelich J. Centrifugal pumps. – Springer, 2010. – 964 p.
- 49 Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. – М: МГИУ, 2004. – 280 с.
- 50 Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчёт агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
- 51 Боровский Б.Я., Ершов Н.С. Высокооборотные лопаточные насосы / Б.Я. Боровский, Н.С. Ершов, Б.В. Овсянников и др.; Под ред. В.Ф. Чебаевского и Б.В. Овсянникова. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
- 52 Панайотти С.С. Влияние газосодержания жидкости на кавитационные характеристики. – Труды ВНИИ Гидромаша, вып. 38. – 1968. – С. 95–98.
- 53 Ершов Н.С. и др. Анализ процессов, происходящих в шнеко-центробежном насосе при наличии обратных токов на выходе из основного рабочего колеса. // «Лопастные насосы» под ред. Л.П. Грянка и А.Н. Папира. – Л.: Машиностроение, 1975. – С. 209–217.
- 54 Жаров Г.А. Методы защиты предвключенных колес от кавитационной эрозии / Г.А. Жаров, В.М. Жуков, В.А. Куценко // «Лопастные насосы» под ред. Л.П. Грянка и А.Н. Папира. – Л.: Машиностроение, 1975. – С. 209–217.

- 55 Лакшминараяна Б. Гидродинамика входных устройств // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1982. – Т. 104, №4. – С. 66–87.
- 56 Goltz I., Kosyna G., Wulff D., Stark U., Saathoff H. and Bross S. Performance Instability of an Axial-Flow Pump: Origin and Prevention // Proceedings of International Pump User Forum. – Karlsruhe (Germany). – 2004. – P. 607–618.
- 57 Зотов Б.Н., Ильичев Ю.Ф. Влияние обратных токов на характеристики лопастных насосов // Вестник машиностроения. – 1978. – №1. – С. 30–32.
- 58 Щербатенко И.В. Разработка теории и методов расчета шнековых рабочих колес лопастных насосов с учетом теплофизических свойств жидкости, автореферат диссертации д.т.н. – М., 2001. – 32 с.
- 59 Щербатенко И.В. Определение напорных характеристик шнекового колеса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1998. – №1. – С. 22–25.
- 60 Дэвис, Кунс, Шир. Анализ течения в преднасосах при кавитационных и бескавитационных условиях работы. // Вопросы ракетной техники. – 1972. – №11. – С. 25–39.
- 61 Brennen Ch.E. Hydrodynamics of Pumps. – Oxford University Press, 1994. – 300 p.
- 62 Кваша Ю.А., Момот В.Е. Причины возникновения и структура обратных токов на входе в осевой преднасос // Известия Вузов, серия «Машиностроение». – 1991. – №1–3. – С. 25–29.
- 63 Зимницкий В.А. О причинах возникновения противотоков в гидромашинах на режимах малых расходов // Энергомашиностроение. – 1968. – №11. – С. 21.
- 64 Евтушенко АА., Елин А.В., Твердохлеб И.Б. рабочий процесс шнековой ступени многоступенчатого лопастного насоса // Совершенствование турбомашин методами математического и физического моделирования: Сборник научных трудов под ред. Ю.М. Мацевитого и др. – Харьков ИПМаш им. А.М. Подгорного НАН Украины. – 2000. – С. 448–452.

65 Tverdohle I. Applying feed pump systems without boosters in NPPs / Igor Tverdohle, Grigoriy Vizenkov, Aleksandr Birukov, Valentina Kutcenko and Aleksandr Vaschenko // Nuclear Exchange. – 2012. – №3. – P. 31–33.

66 Kowalik M. Inducer – state of the art // World pumps. – February 1993. – P. 32–35.

67 Пак П.Н. Насосное оборудование атомных электростанций / П.Н. Пак, А.Я. Белоусов, С.П. Пак. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – 449 с.

68 Schiavello B., Visser F.C. Pump Cavitation // Twenty Fourth International Pump Users Symposium. – 2008.

69 Алмазов А.В. Кавитационное вибронагружение высокооборотных осевых насосов / А.В. Алмазов, З.Т. Дроздов // Сб. научных трудов «Кавитационные автоколебания и динамика двухфазных систем» под ред. В.В. Пилипенко. – К.: Наукова думка, 1985. – С. 41–46.

70 Kim C., Kim S., Choi C. and Baek J. Effects of inducer tip clearance on the performance and flow characteristics of a pump in a turbopump. – The Journal of Power and Energy, Part A of the Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 2017. – No. 231. – P. 398–414.

71 Анкудинов А.А. Разработка и исследование предвключенной осевихревой ступени конденсатного насоса. Автореферат диссертации на соискание степени к.т.н. – М. – 1989. – 130 с.

72 А.А. Анкудинов. Расчет и проектирование предвключенной осевихревой ступени центробежного насоса: учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 64 с.

73 Анкудинов А.А., Кириллов А.А. Рабочий процесс осевихревого насоса. Методика расчета, сравнение с экспериментом. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Насосы. Эффективность и экология. ESCOPUMP.RU'2006». – М. – 2007. – С. 7.

74 Анкудинов А.А. Перспективы получения высоких кавитационных качеств насосов с помощью осевихревой ступени. Тезисы докладов международной

научно-технической конференции «Насосы. Эффективность и экология. ESCOPUMP.RU'2009». – М. – 2009. – С. 27–29.

75 Song W., Wei L., Song W., Fu J., Shi J., Yang X. and Xu Q. Analysis, and control of flow at suction connection in high-speed centrifugal pump. – *Advances in Mechanical Engineering*. – 2017. – No. 9. – P. 1–12.

76 Kurokawa J. J-Groove Technique for Suppressing Various Anomalous Flow Phenomena in Turbomachines // *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. – January-March, 2011. – №4. – P. 1–13. doi: 10.5293/IJFMS.2011.4.1.001.

77 Imamura H. Suppression of Cavitating Flow in Inducer by Use of J-groove / H. Imamura, J. Kurokawa, J. Matsui, M. Kikuchi // *The proceedings of the JSME annual meeting*. – 2017. – P. 35–36. doi: 10.1299/jsmemecjo.2003.2.0\_35.

78 Shimia N. Suppression of cavitation instabilities in an inducer by J-groove / N. Shimia, A. Fujii, H. Horiguchi and other // *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*. – February, 2006. – №72. – P. 2124–2131. doi: 10.1299/kikaib.72.2124.

79 Alison-Youel S. Improved centrifugal pump performance with counter helical inducer housing grooves // *AICHE Spring Meeting and Global Congress on Process Safety*, – 2010. URL: <https://www.aiche.org/academy/videos/conference-presentations/improved-centrifugal-pump-performance-counter-helical-inducer-housing-grooves> (дата звернення: 20.04.2018).

80 Єлін О.В. Дослідження можливості підвищення всмоктувальної здатності шнекововідцентрового ступеня без зміни геометрії передвключеного і робочого колеса / О.В. Єлін // *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. – 2013. – №4. – С. 7–17.

81 Чебаевский В.Ф., Петров В.В. Прогнозирование кавитационной эрозии у крупных осевых насосов // *ЦБНТИ «Водострой»*. – М., 1992. – №12. – С. 1–7.

82 Кузнецов А.В., Панайотти С.С., Савельев А.И. Автоматизированное проектирование центробежного насоса: Методическое пособие / Под ред. С.С. Панайотти. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 48 с.

83 Тарасов В.Н. Физические механизмы кавитационной эрозии // Электронный журнал «Техническая акустика». – 2015. – №3. – 10 с. URL: <http://www.ejta.org/ru/tarasov1> (дата звернення: 13.05.2018).

84 Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В.Я. Карелин. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.

85 Волин В.Э., Лунаци Э.Д. Ускоренное определение кавитационно-эрозионных качеств гидромашин с помощью легко разрушаемых лаковых покрытий // Труды ВНИИГидромаша. – 1968.

86 Лакшминараяна Б. Пространственный поток в предвключенных осевых ступенях ракетных насосов. Часть 1. Измерение поля течения во вращающемся межлопаточном канале на выходе / Б. Лакшминараяна // Теоретические основы инженерных расчетов, 1973. – №4. – С. 159–172.

87 Б. Лакшминараяна Пространственный поток в предвключенных осевых ступенях ракетных насосов. Часть 2. Расчет трехмерного вязкого потока и термоанемометрические данные о трехмерном осредненном течении и турбулентности внутри канала рабочего колеса / Б. Лакшминараяна // Теоретические основы инженерных расчетов, 1977. – №1. – С. 280–291.

88 Эненд, Лакшминараяна. Экспериментальные исследования трехмерного пограничного слоя и характеристик турбулентности внутри канала ротора турбомшины // Энергетические машины и установки. – 1978. – С. 215–227.

89 Момот В.Э. Просторова в'язка течія у осьових шнекових переднасосах. Автореф. дис. ... канд. фіз.-мат. наук. – Київ. – 1994. – 25 с.

90 Кваша Ю.О. Математичне моделювання гідрогазодинамічних процесів у лопаткових машинах. Автореф. дис. ...канд. фіз.-мат. наук. – Київ. – 2006. – 35 с.

91 Timushev S. F., Panaiotti S. S., Soldatov V. A. Validation of Numerical Procedure for Assessment of Centrifugal Pump Cavitation Erosion. – CD Proceedings 25th International Pump Users Symposium. – Houston, Texas, 2009. – P. 39–48.

92 Fortes-Patella R., Archer A. and Flageul C. Numerical and experimental investigations on cavitation erosion. – IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 15 022013. – 2012.

93 Fortes-Patella R. Mass loss simulation in cavitation erosion: Fatigue criterion approach / R.F. Patella, T. Choffat, J.L. Reboud, A. Archer. – *Wear*, 2013. – P. 205–215.

94 Fortes-Patella R. Numerical cavitation intensity on a hydrofoil for 3D homogeneous unsteady viscous flows / C. Leclercq, A. Archer, R. Fortes-Patella, F. Cerru. – *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2017.

95 Naoya Ochiai, Yuka Iga, Motohiko Nohmi and Toshiaki Ikohagi. Numerical prediction of cavitation erosion in cavitating flow. – 7th International Symposium on Cavitation CAV2009, 17–22 August 2009. – No. 67. – 2009.

96 Naoya Ochiai, Yuka Iga, Motohiko Nohmi and Toshiaki Ikohagi. Study of Quantitative Numerical Prediction of Cavitation Erosion in Cavitating Flow. – *J. Fluids Eng* 135(1). – 2012. – 10 p.

97 Matevž Dular, Olivier Coutier-Delgosha. Numerical modelling of cavitation erosion / M. Dular, O. Coutier-Delgosha. – *International journal for numerical methods in fluids*, 2009.

98 Matevž Dular, Bernd Bachert, Bernd Stoffel, Brane Širok. Relationship between cavitation structures and cavitation damage / M. Dular, B. Bachert, B. Stoffel, B. Širok. – *Wear*, 2004.

99 Matevž Dular, Aljaž Osterman Pit clustering in cavitation erosion / M. Dular, A. Osterman. – *Wear*, 2008.

100 Simultaneous observation of cavitation structures and cavitation erosion / M. Petkovšek, M. Dular. – *Wear*, 2013.

101 Давиденко А.К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 1 / А.К. Давиденко, С.Д. Косторной // *Вестник СумГУ*. – Сумы – 1996. – № 2. – С. 41–46.

102 Давиденко А.К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 2 / А.К. Давиденко, С.Д. Косторной // *Вестник СумГУ*. – Сумы. – 1998. – № 2. – С. 23–28.

103 Жарковский А.А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач

автоматизированного проектирования: автореф. дис. на соиск. научн. степ. доктора техн. наук: 05.04.13 «Гидравлические машины. Гидропневмоагрегаты» / А.А. Жарковский. – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург, 2003. – 32 с.

104 Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 1. Моделирование течения воздуха в боковом комбинированном подводе диагонального насоса / А.В. Елин, А.Н. Кочевский, В.Н. Коньшин, П.Л. Ольштынский, С.О. Луговая, А.Е. Щеляев // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 1 (36). – С. 20–24.

105 Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2. Моделирование течения воздуха в рабочем колесе центробежного насоса / А.В. Елин, А.Н. Кочевский, С.О. Луговая, А.Е. Щеляев // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 2 (37). – С. 18–21.

106 Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ВНИИАЭН. Моделирование течения в шнекоцентробежной ступени / А.В. Елин, С.В. Сушко, А.Н. Кочевский, В.Н. Коньшин // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 6(41). – С. 38–41.

107 Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Моделирование течения насосе двустороннего входа / А.В. Елин, А.Н. Кочевский, С.О. Луговая, В.Н. Коньшин // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 4(39) – 5(40). – С. 54–58.

108 Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.

109 Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: [учебник для вузов] / Л.Г. Лойцянский [6-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Наука. гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 840 с.



110 Хитрых Д. ANSYS Turbo: Обзор моделей турбулентности / Д. Хитрых // ANSYS Solution: (русская редакция). – 2005. – № 1. – С. 9–11.

111 ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа: <http://www.ansys.com>.

112 ANSYS CFX 13.0 Solver Models. Release 13.0 [Электронный ресурс], 2008. – 549 p. – Режим доступа: <http://www.ansys.com>.

113 Launder В.Е. The Numerical Computation of Turbulent Flows / В.Е. Launder, D.B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3. – P. 269–289.

114 Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999) (Межгосударственный стандарт). – М.: Стандартинформ, 2008. – 105 с.

115 Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю.Б. Галеркин, Ф.С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 304 с.

116 А.К. Михайлов. Лопастные насосы / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977 – 288 с.

117 Закс Л. Статистическое оценивание. – М.: Статистика, 1976. – 598 с.

118 Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление. – М.: Наука, 2001. – 166 с.

## ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Значення порогового параметра кавітаційної ерозії для всіх варіантів надроторних елементів на 5 режимах за подачею

№ збірки	Z, шт.	b, мм	l <sub>1</sub> , мм	l <sub>2</sub> , мм	K <sub>ен</sub>				
					0,3Q <sub>ном</sub>	0,5Q <sub>ном</sub>	0,75Q <sub>ном</sub>	1,0Q <sub>ном</sub>	1,2Q <sub>ном</sub>
Гладка	0	0	0	0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
Основна	21	10	40	30	18,7	20,4	19,6	19,8	19,2
1	32	14	60	40	18,3	20,8	20,5	20,8	21,4
2	16	14	60	40	20,6	21,8	20,2	21,3	19,8
3	32	6	60	40	18,8	21,1	20,3	20,7	22,4
4	16	6	60	40	19,9	21,8	20,4	20,9	23,8
5	32	14	20	40	18,7	21,0	21,3	22,0	23,4
6	16	14	20	40	22,9	20,7	20,2	20,0	19,8
7	32	6	20	40	18,6	21,4	21,3	22,6	24,7
8	16	6	20	40	21,0	21,5	20,6	20,6	19,8
9	32	14	60	20	40,4	23,3	21,8	21,8	21,6
10	16	14	60	20	20,9	21,8	20,8	20,5	21,7
11	32	6	60	20	24,5	21,7	20,8	21,7	21,0
12	16	6	60	20	18,2	20,9	21,2	20,2	19,2
13	32	14	20	20	29,4	21,8	23,5	21,6	21,0
14	16	14	20	20	25,0	23,3	20,9	21,9	19,8
15	32	6	20	20	26,5	22,9	21,2	21,5	23,5
16	16	6	20	20	25,7	21,4	22,3	20,4	19,8

## ДОДАТОК Б

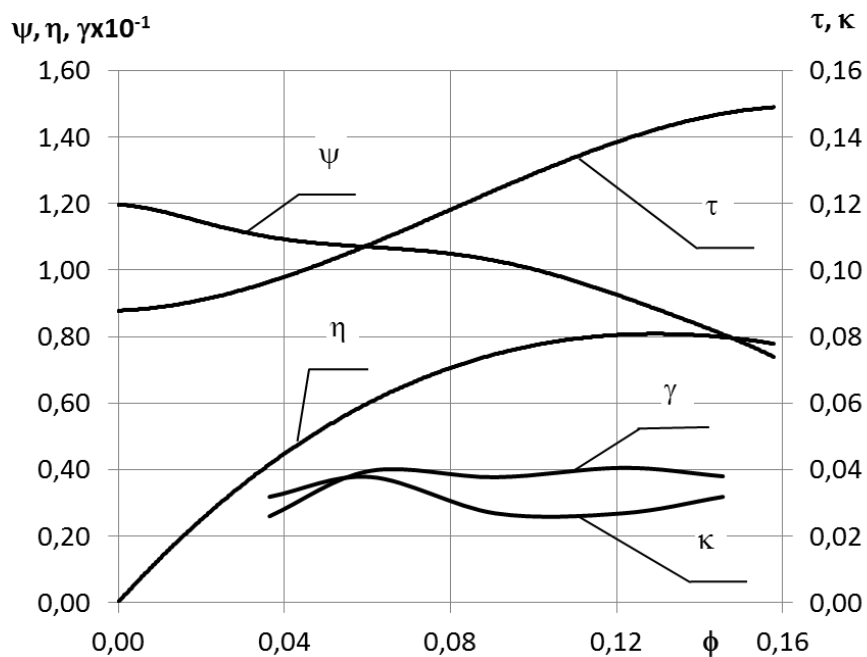


Рисунок Б.1 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з гладкою надроторною втулкою

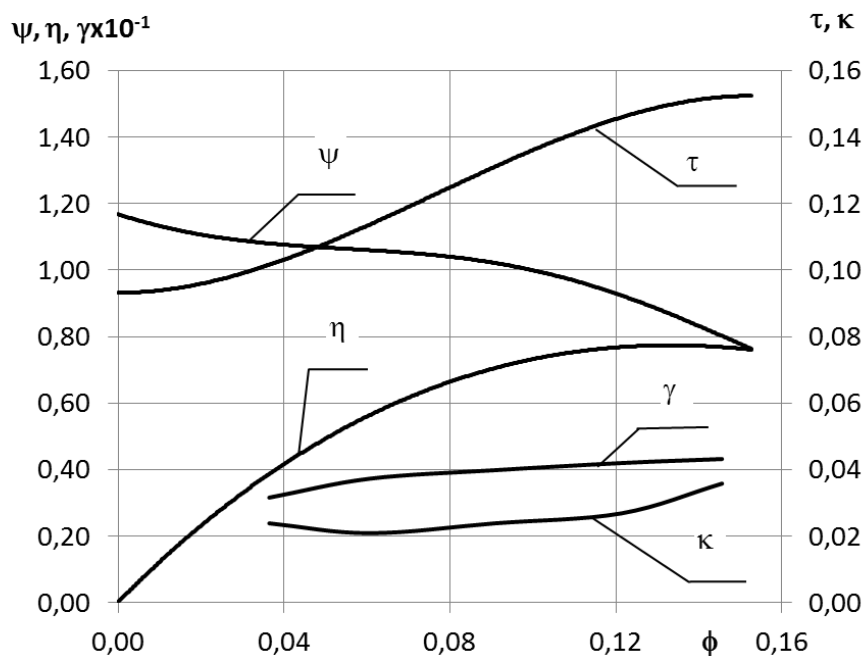


Рисунок Б.2 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами (основний рівень)

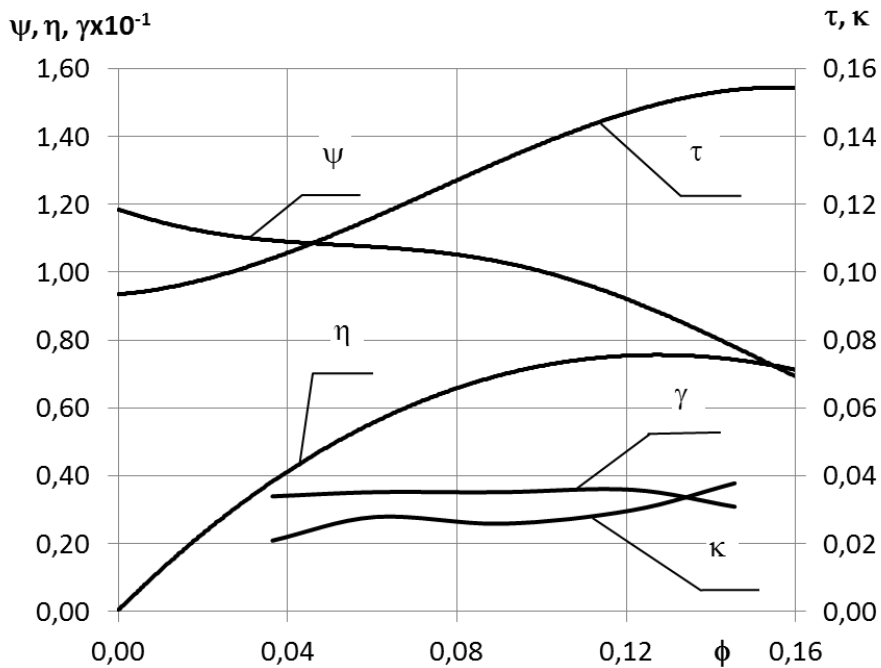


Рисунок Б.3 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №1

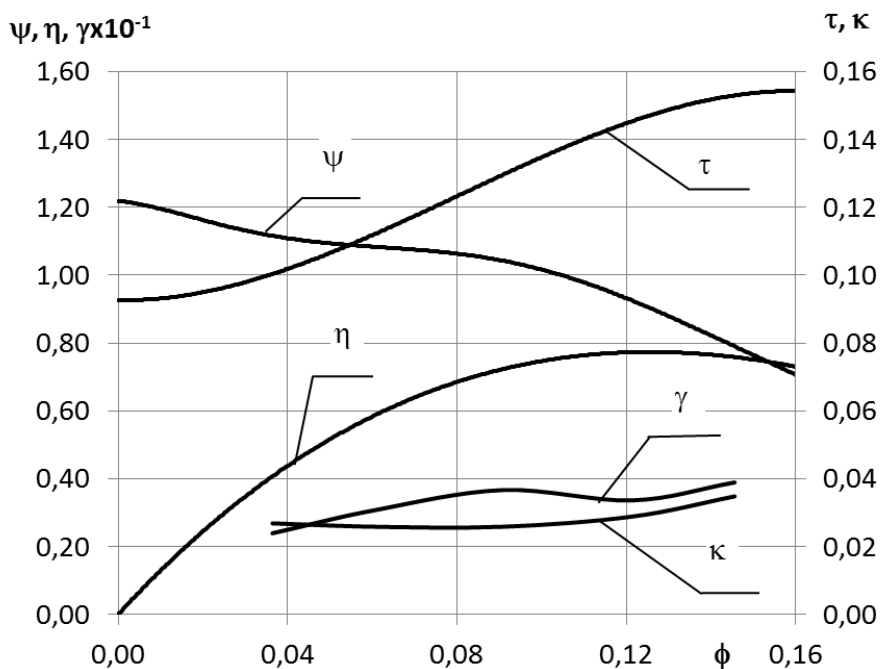


Рисунок Б.4 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №2

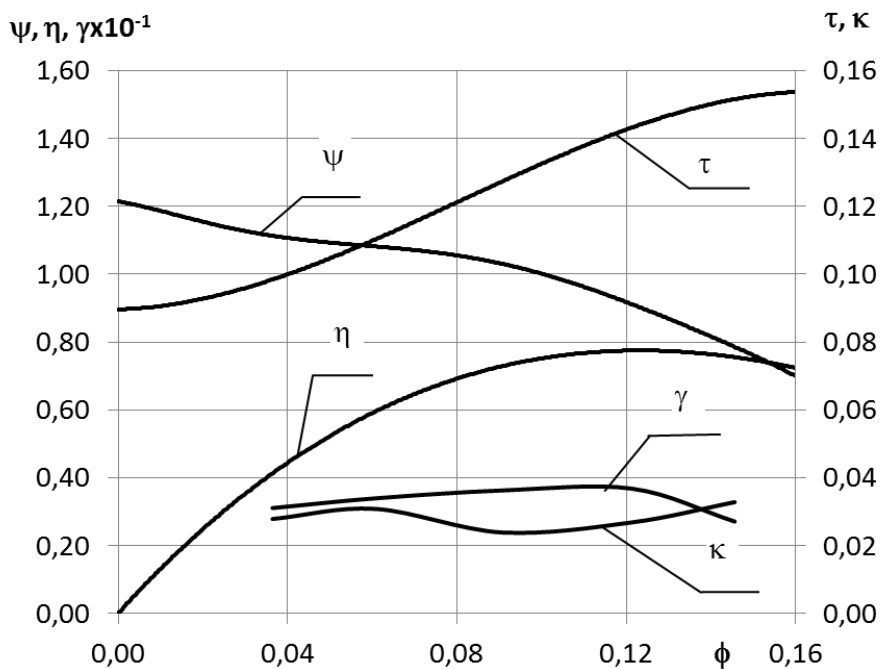


Рисунок Б.5 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надторною втулкою з пазами №3

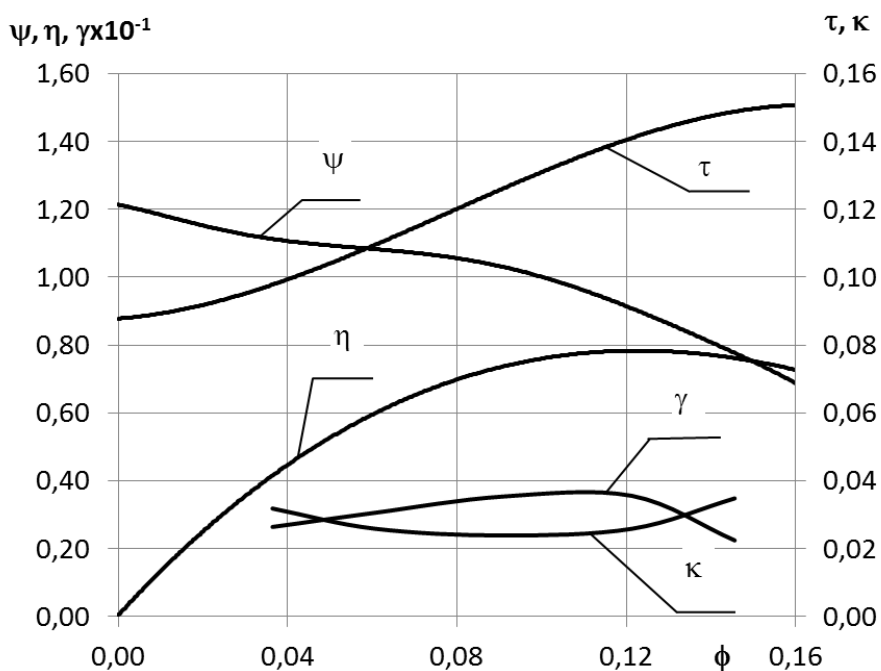


Рисунок Б.6 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надторною втулкою з пазами №4

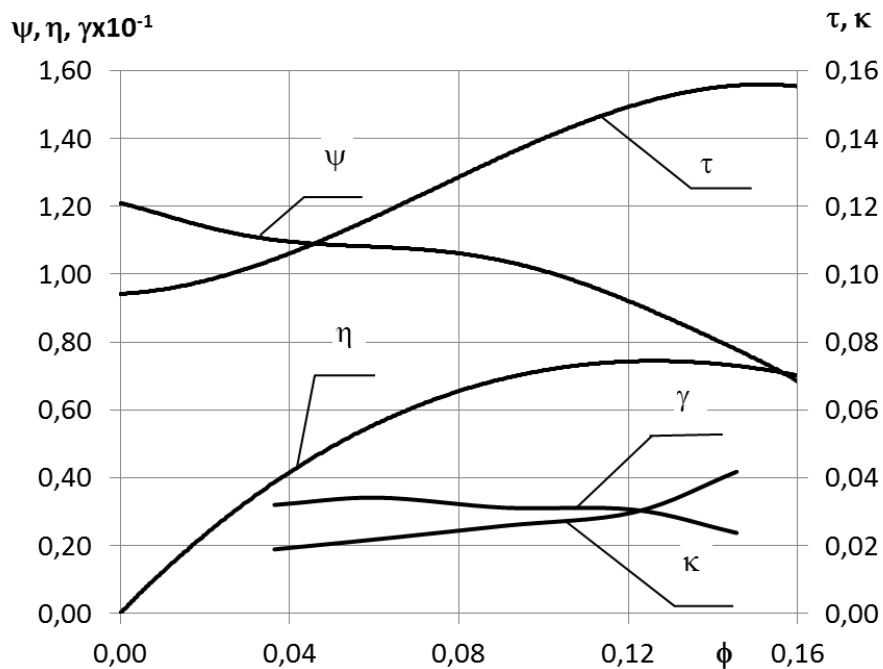


Рисунок Б.7 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №5

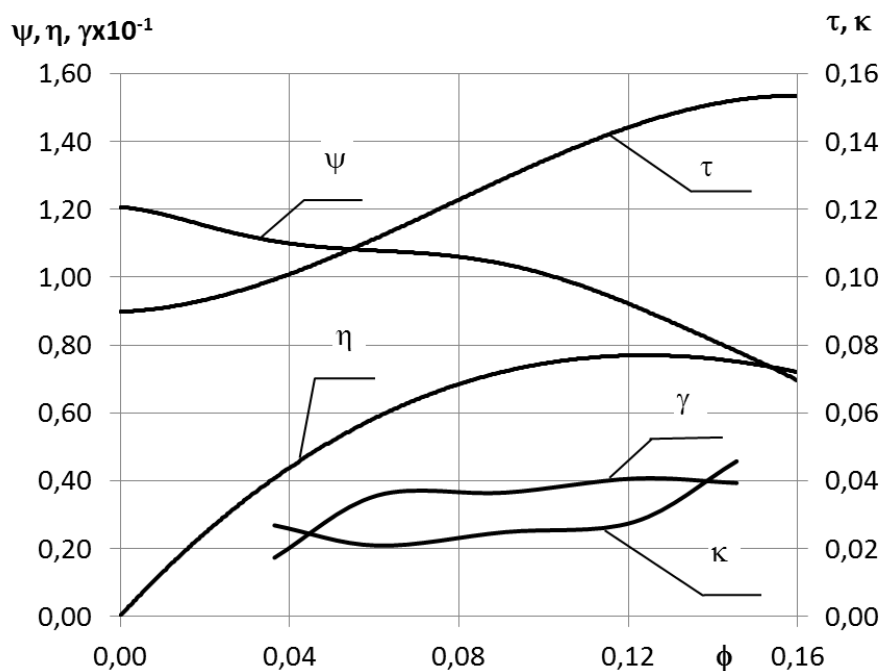


Рисунок Б.8 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №6

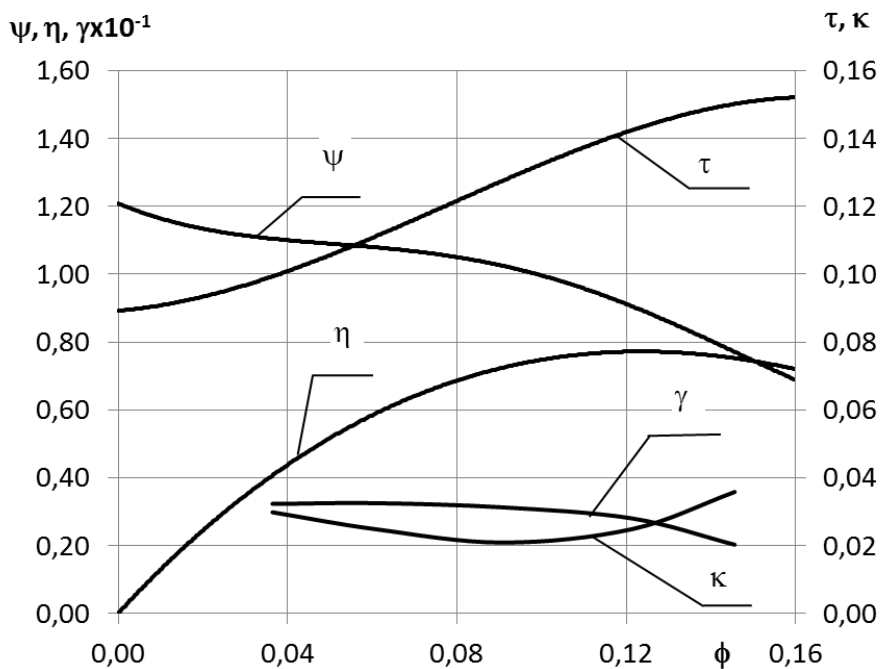


Рисунок Б.9 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №7

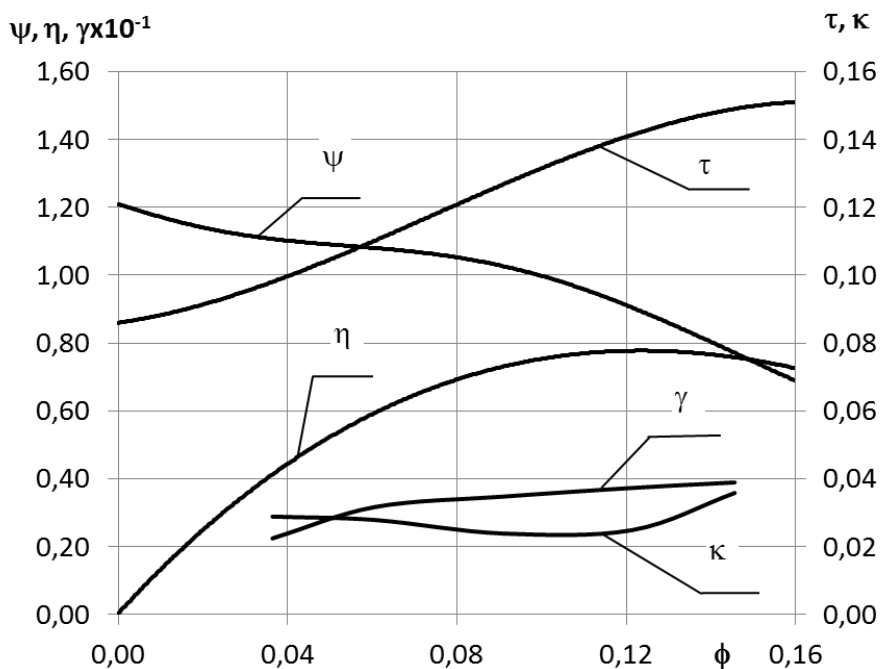


Рисунок Б.10 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №8

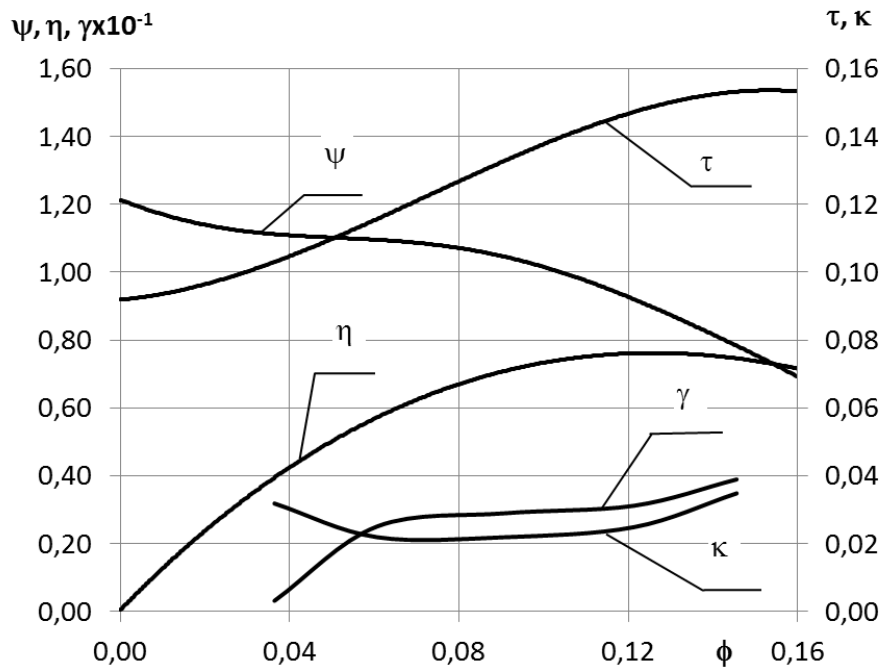


Рисунок Б.11 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №9

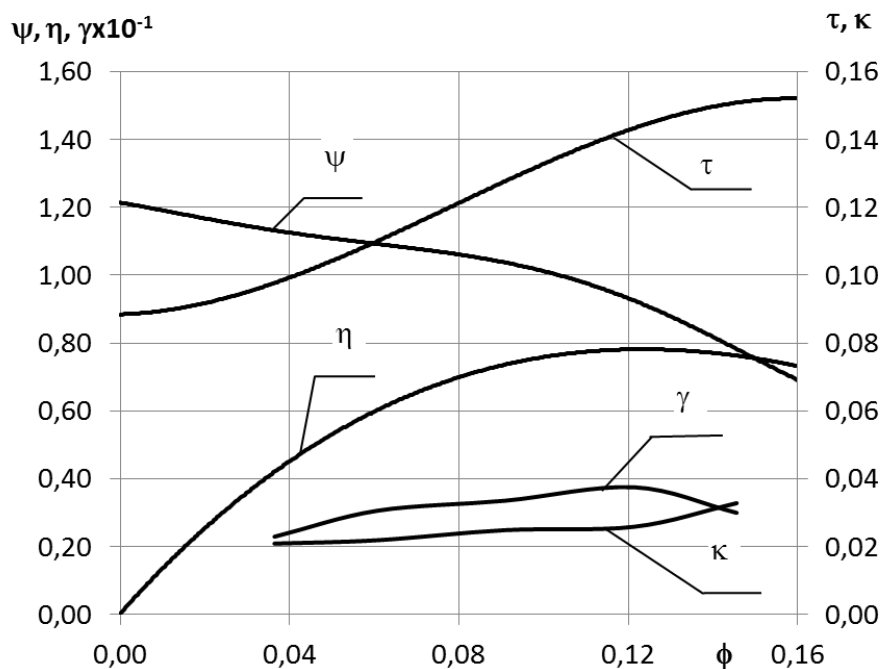


Рисунок Б.12 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №10



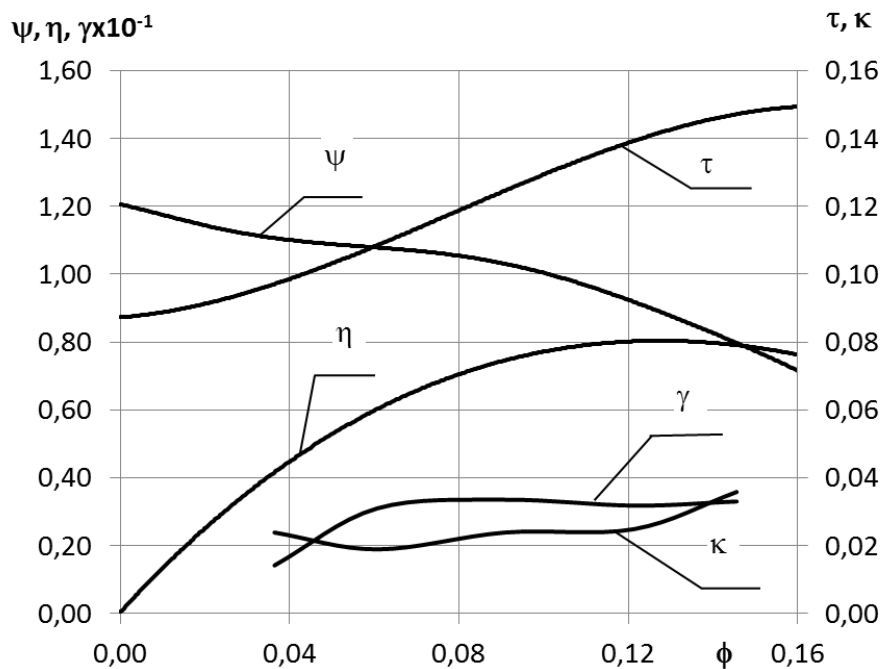


Рисунок Б.13 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №11

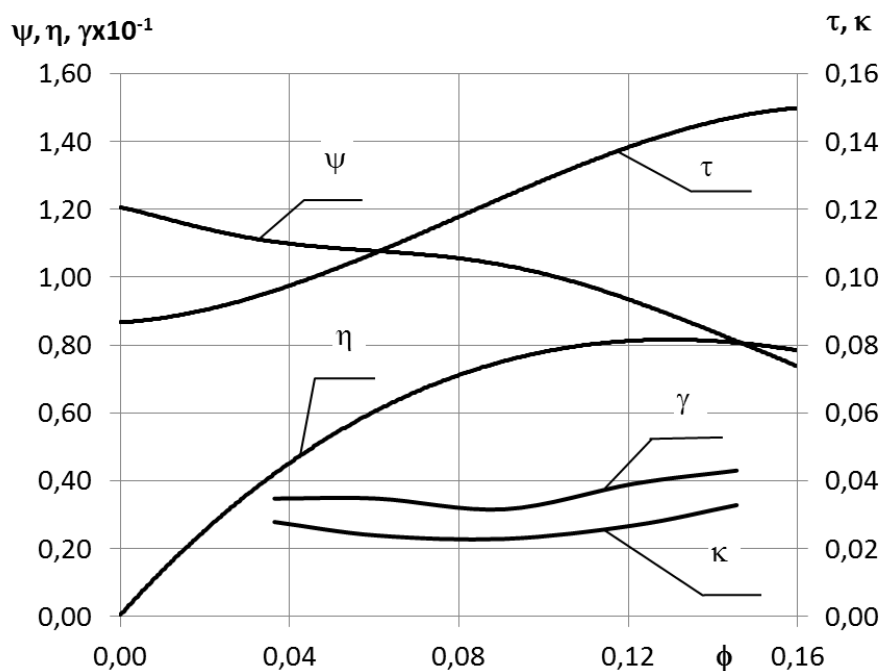


Рисунок Б.14 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №12

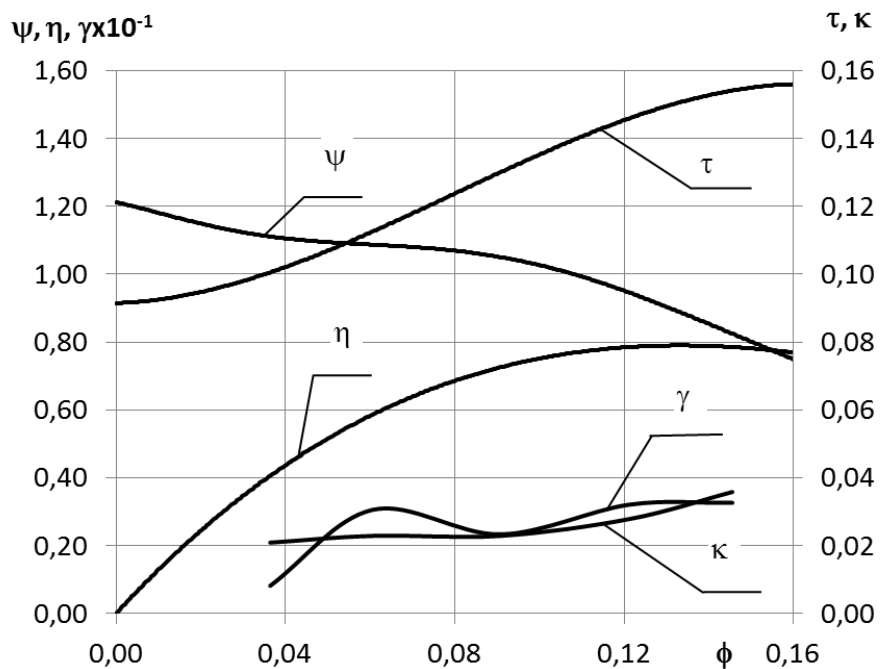


Рисунок Б.15 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №13

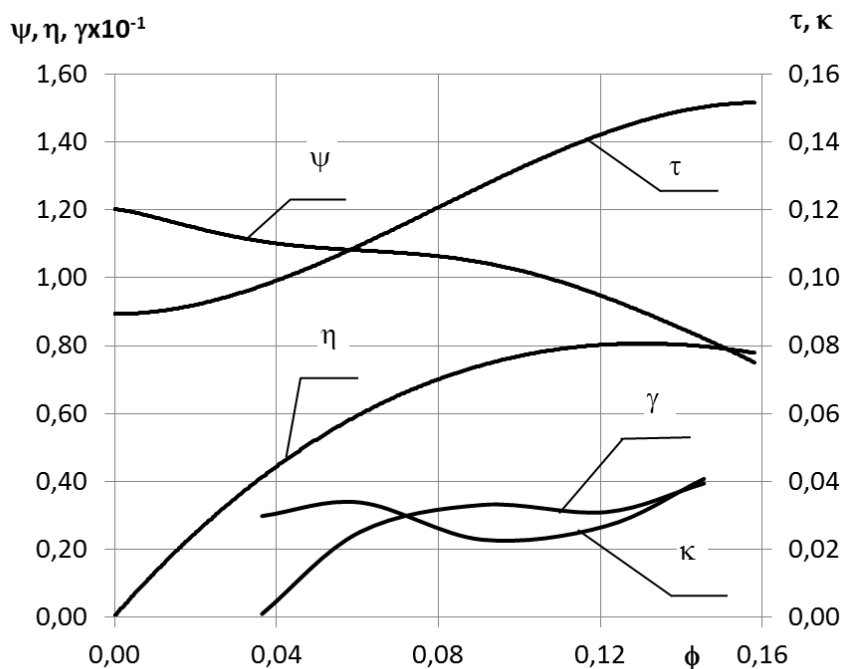


Рисунок Б.16 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №14

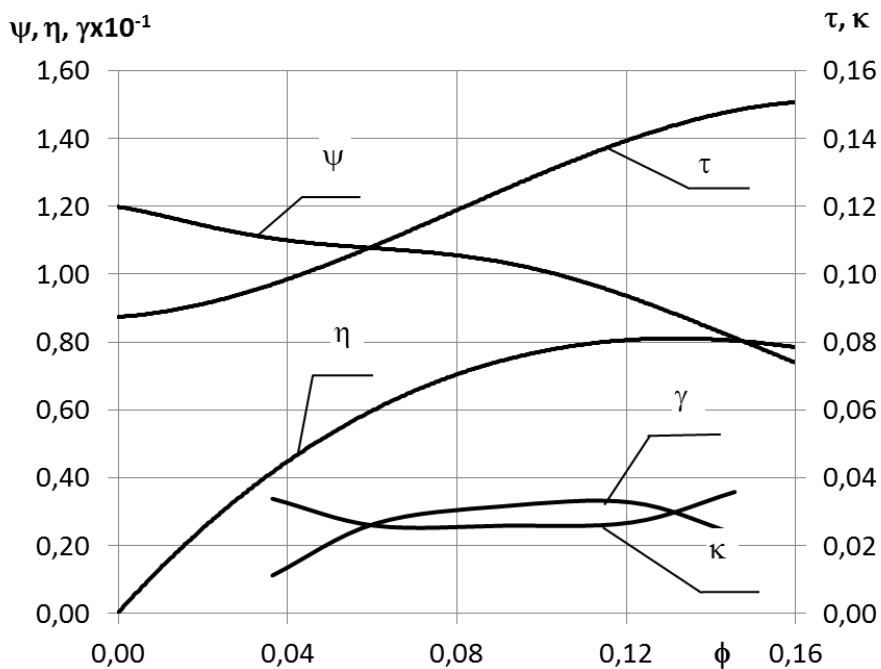


Рисунок Б.17 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №15

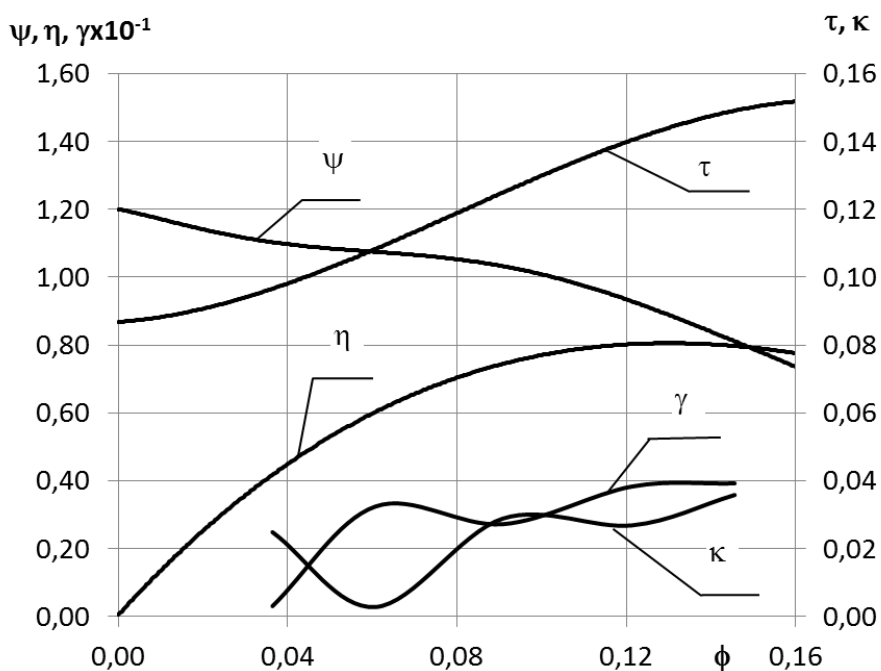


Рисунок Б.18 – Характеристики шнековідцентрового ступеня з надроторною втулкою з пазами №16

## ДОДАТОК В

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи у виробництво  
та навчальний процес

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор

АТ «ВНДІАЕН», к.т.н.

А. К. Давиденко

«12» серпня 2018 р.

АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації  
завідуючого науково-дослідного відділу проточних частин

АТ «ВНДІАЕН»

Ткача Павла Юрійовича

м. Суми

«12» серпня 2018 р.

Даним актом посвідчується те, що рекомендації з проектування шнековідцентрового ступеня з надроторними елементами, надані у дисертаційній роботі Ткача П.Ю., використовуються при відпрацюванні проточних частин перших ступенів відцентрових насосів з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 120$  з покращеними кавітаційно-ерозійними характеристиками.

Заступник генерального директора  
по науковій роботі – головний  
конструктор, к.т.н.

О.С. Косторной

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Сумського державного університету

к.т.н. Карпуша В.Д.

«25»  2018 р.

## АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації  
завідуючого науково-дослідного відділу проточних частин

АТ «ВНДІАЕН»

Ткача Павла Юрійовича

Даним актом посвідчується те, що результати дисертаційної роботи Ткача Павла Юрійовича на тему «Вплив надроторних елементів шнеку на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насосу» впроваджені в навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету в курсах «Теорія турбомашин» та «Розрахунок та проектування насосів» і викладаються студентам спеціальності 6.050502 – «Інженерна механіка» та 7.05050205 – «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика».

Декан факультету ТеСЕТ

к.т.н., доц.



О. Г. Гусак

Завідувач кафедри прикладної

гідроаеромеханіки, к.т.н., проф.



І. О. Ковальов

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. головного інженера

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

Лизогуб П.В.

2018 р.



впровадження матеріалів кандидатської дисертації  
завідуючого науково-дослідного відділу проточних частин

АТ «ВНДІАЕН»

Ткача Павла Юрійовича

Даним актом засвідчується, що розроблені в результаті виконання дисертаційної роботи Ткача П.Ю. науково-методичні рекомендації щодо проектування шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами були використані при виконанні проекту нафтових підпірних вертикальних відцентрових насосів, призначених для перекачування нафтопродуктів.

Директор НТЦ – генеральний конструктор  
АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»,

к.т.н. А. А. Руденко

A large, stylized handwritten signature in black ink, corresponding to the name A. A. Rudenko mentioned in the text.

## ДОДАТОК Г

### Список опублікованих праць за темою дисертації

#### *Статті у фахових виданнях:*

1. Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнекововідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – № 2(40). – С. 60–66.

2. Ткач П.Ю. Методи оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин / П.Ю. Ткач // Вісник СумДУ. – 2013. – №4. – С. 91–96.

3. Ткач П.Ю. Експериментальна установка та методика проведення дослідження впливу надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насосу / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – № 3(45). – С. 16–21.

4. Ткач П.Ю. Анализ пульсаций давления на кавитационных режимах в первых ступенях центробежных насосов / П.Ю. Ткач, В.А. Куценко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 4(54). – С. 37–41.

5. Ткач П.Ю. Влияние негладкой надроторной втулки перед рабочим колесом на характеристики первой ступени центробежного насоса / В.П. Авдеенко, А.С. Косторной, В.А. Куценко, П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – № 1(59). – С. 39–46.

#### *Стаття у фаховому виданні, яке входить до наукометричної бази Scopus:*

6. Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage with the inducer bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. Vol. 4, No. 11(94). – P. 24–31. DOI:10.15587/1729-4061.2018.139392.

*Стаття в іноземному виданні, яке входить до наукометричної бази Scopus:*

7. Tkach P. Y. Influence of Geometric Parameters of Inducer Bush Design on Cavitation Erosion Characteristics of Centrifugal Inducer Stage of Pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – Vol. 233. – №. 1. – P. 012012. DOI:10.1088/1757-899X/233/1/012012.

*Стаття у складі збірника:*

8. Ткач П.Ю. Влияние геометрических параметров надроторных элементов предвключенного осевого колеса на кавитационно-эрозионные качества шнекоцентробежной ступени центробежного насоса / П.Ю. Ткач // Збірник доповідей учасників XV Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» «Гервікон + насоси 2017». – Суми: Територія, 2017. – С. 124–134.

*Тези доповідей:*

9. Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнекововідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XVIII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 21–24 травня, 2013 р. – Київ, 2013. – С. 138.

10. Ткач П.Ю. Методы оценки кавитационно-эрозионных качеств гидромашин / П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 23–26 квітня, 2013 р. – Суми, 2013. – Ч. II. – С. 89–90.

11. Ткач П.Ю. Методи та засоби дослідження кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня нетрадиційної конструкції шляхом фізичного експерименту / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: III Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 22–25 квітня, 2014 р. – Суми, 2014. – Ч. II. – С. 152–153.



12. Ткач П.Ю. Експериментальна установка та методика проведення дослідження впливу надроторних елементів передвключеного осьового колеса на кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня насосу / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XIX Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 21–24 травня, 2014 р. – Кіровоград, 2014. – С. 147.

13. Ткач П.Ю. Тестування продукту ANSYS CFX на прикладі течії у шнековідцентровому ступені з моделюванням радіального зазору на периферії передвключеного осьового колеса / П.Ю. Ткач // Сучасні технології в промисловому виробництві: IV Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., 14–15 квітня, 2015 р. – Суми, 2015. – Ч. II. – С. 78.

14. Ткач П.Ю. Структура потоку течії рідини у шнекововідцентровому ступені насоса з надроторними елементами / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XX Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 26–29 травня, 2015 р. – Київ, 2015. – С. 138.

15. Ткач П.Ю. Отработка методики оценки кавитационно-эрозионных качеств шнекоцентробежных ступеней с помощью вибрационных характеристик / П.Ю. Ткач // Промислова гідравліка та пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП: тези доп., 15–17 жовтня 2015 р. – Суми, 2015. – С. 69.

16. Ткач П.Ю. Можливість використання програм чисельної гідродинаміки для оцінки кавітаційно-ерозійних якостей гідромашин / П.Ю. Ткач // Сучасні технології у промисловому виробництві: Матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19–22 квітня 2016 р.), Ч. 2, СумДУ. – Суми, 2016. – С. 753.

17. Ткач П.Ю. Вплив надроторних елементів шнеку на картину течії рідини у шнекововідцентровому ступені насоса / О.С. Косторний, П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXI Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 24–27 травня, 2016 р. – Київ, 2016. – С. 28.

18. Ткач П.Ю. Проміжні результати дослідження впливу геометричних параметрів надроторних елементів передвключеного осьового колеса на

кавітаційно-ерозійні якості шнекововідцентрового ступеня відцентрового насосу / П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 23–26 травня, 2017 р. – Черкаси, 2017. – С. 34–36.

19. Ткач П.Ю. Перевірка кавітаційно-ерозійних характеристик шнекововідцентрового ступеня з надроторними елементами методом з використанням легкоруйнівних покриттів / П.Ю. Ткач // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XXIII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 19–22 червня, 2018 р. – Київ, 2018. – С. 65–67.

*Патент України:*

20. Патент на корисну модель 81633 Україна F04D 29/66 (2006.01) / Шнековідцентровий ступінь насоса / В.П. Авдеєнко, О.В. Єлін, В.О. Куценко, П.Ю. Ткач; заявник і патентовласник Публічне акціонерне товариство «Сумський завод насосного та енергетичного машинобудування «Насосенергомаш» – № u201214625; заявл. 20.12.2012; опубл. 10.07.2013, бюл. № 13.