

[СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

МОЛОШНИЙ ОЛЕКСАНДР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.65

ДИСЕРТАЦІЯ

**ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ПІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ ГЕРМЕТИЧНОГО  
МОНОБЛОЧНОГО НАСОСА З ПОРОЖНИСТИМ ВАЛОМ НА ЙОГО  
РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та 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.

О.М. Молошний



**Наукові керівники:**

**Сотник Микола Іванович**

доктор технічних наук, доцент;

**Шульц Пшемислав**

доктор філософії, доцент

**Суми – 2019**

## АНОТАЦІЯ

Молошний О.М. Вплив конструкції підвідного пристрою герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на його робочий процес та характеристики. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2019 р.

Дисертаційну роботу присвячено удосконаленню конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основі результатів наукових досліджень впливу особливостей конструкції підвідного пристрою на течію та енергетичні процеси в проточній частині насоса і елементах електродвигуна. Розроблено конструкцію герметичного відцентрового моноблочного насоса.

Одними із найважливіших показників функціонування насосів є енергоефективність та надійність, які впливають на вартість життєвого циклу. Основними причинами аварій насосних агрегатів є пошкодження вузлів кінцевих ущільнень (30...45% випадків), пошкодження підшипникових вузлів (20...40% випадків). Для насосів, що транспортують небезпечні та шкідливі речовини, вихід з ладу у межах визначеного терміну їх експлуатації є недопустимим. У герметичних насосах зазначені можливі аварії нейтралізуються особливостями їх конструкцій, тому у багатьох випадках застосування герметичних насосів є необхідністю. Виходячи з цього є актуальним застосування герметичних моноблочних насосів у технологічних процесах потенційно небезпечних виробництв, відповідно і підвищення їх надійності шляхом удосконалення конструкції. Однак, на разі основними недоліками таких насосів залишаються: невисокий ККД та висока вартість у порівнянні з насосними агрегатами інших конструкцій. Основною ж перевагою є відсутність протікання в навколишнє середовище рідини, яка перекачується, що дозволяє підвищити безпеку та надійність експлуатації насосного обладнання і задовольнити екологічні вимоги. Додаткове підвищення надійності в експлуатації досягається також застосуванням двопотічної схеми моноблочного

герметичного насоса, що дозволяє знизити величини осьової гідравлічної сили. Проте, така конструкція насосу потребує додаткового вивчення його робочого процесу.

За результатами інформаційно-аналітичного огляду літературних джерел виявлено, що велика різноманітність конструкцій герметичних насосів спричинена особливостями умов їх експлуатації та властивостями рідин, що перекачуються ними. Обраним шляхом вдосконалення герметичних насосів є застосування конструктивних схем герметичних насосних агрегатів, що містять порожнисті вали, які одночасно є підвідними пристроями та елементами опорних вузлів, що дозволяє підвищити їх експлуатаційні характеристики. Підвищення надійності та енергоефективності моноблочного насоса зазначеної конструкції потребує додаткового вивчення гідравлічних та енергетичних процесів в його вузлах та проточній частині з урахуванням взаємного впливу гідравлічних та електричних конструктивних елементів. Виходячи з цього, удосконалення конструкції герметичних насосів на основі результатів наукового дослідження є актуальною проблемою сьогодення.

В рамках дисертаційної роботи розроблено та запатентовано [43,44] прототип конструкції герметичного моноблочного насоса з робочим колесом (РК) двостороннього входу та порожнистим валом, на якому розміщені роторні елементи електричного двигуна. При цьому, порожнистий вал виконує функцію осьового підвідного пристрою (ОПП) і являє собою подовження вхідної воронки РК. Додатково даний підхід дозволив поєднати в одному вузлі підшипники та ущільнення між напірною і всмоктувальною порожнинами насоса.

Розрахунково-аналітична частина досліджень базується на використанні сучасних досягнень теорій турбомашин, механіки рідини й газу. З метою уточнення геометричних параметрів конструкції моноблочного насоса проведено ряд розрахунків робочих параметрів його вузлів та елементів. Визначено додаткові механічні втрати на гідравлічне тертя в щілинах та пазухах і вплив зміни внутрішнього діаметру магнітопроводів електродвигуна на його характеристики. Враховано вплив розташування вісі ротора відносно вісі статора на робочі параметри

агрегату. Ексцентричне розташування вісі ротора відносно вісі статора призводить до виникнення додаткових магнітних та гідравлічних радіальних сил, що направлені в сторону меншого зазору між ротором і статором. Вибрано комбінований відвідний пристрій, що містить направляючий апарат та спіраль, що дозволило розвантажити ротор насоса від радіальних сил, які виникають в потоці при взаємодії РК та відвідного пристрою, а також зменшити навантаження на підшипникові опори.

Шляхом аналітичного дослідження комплексу факторів навантаження ротора (ваги, гідродинамічних та магнітних сил) визначено їх взаємний вплив та взаємозв'язок з робочим процесом підшипників ковзання. Результати досліджень показують, що величина гідродинамічних та магнітних сил має обернено пропорційну залежність з величиною відносного зазору в підшипниках. В представленій конструкції додатково виникає радіальне навантаження на підшипники, що є результатом проходження потоку рідини між поверхнями статорної перегородки та ротора, що обертається, і, яке прямо пропорційне величині ексцентриситету та обернено пропорційне величині зазору. За умови зменшення швидкості обертання ротора гідродинамічна сила зменшується і навпаки. За результатами розрахунку рекомендовано вибирати якомога менший діаметр ротора електродвигуна для зниження гідродинамічних сил.

Для зменшення електромагнітних втрат в електродвигуні перспективним є використання конструкції моноблочного герметичного насоса з порожнистим валом та трансформаторно-асинхронною системою електродвигуна, що не містить статорної перегородки і, відповідно, втрат в ній.

Створено розрахункову модель герметичного насоса з порожнистим валом та проведено числове моделювання його робочого процесу з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. Визначено вплив геометричних параметрів проточної частини на гідродинамічні характеристики потоку в ній та на робочі характеристики насоса. Уточнено та скориговано конструкцію осьового підвідного пристрою, РК та відвідного пристрою герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом.



Проведено фізичний експеримент з метою визначення робочих параметрів моделі герметичного моноблочного насоса на розробленому та побудованому у повній відповідності до ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» випробувальному стенді. Похибки отриманих результатів фізичного експерименту знаходяться в межах: за напором 1,0%, за подачею 1,1% та за потужністю 3,2% і є допустимими похибками (клас 2) згідно зазначеного ДСТУ. Відхилення результатів числового моделювання та фізичного експерименту знаходиться в межах 9%, що є прийнятним для використання результатів числового експерименту у подальших наукових дослідженнях та висновках за дисертаційною роботою.

За результатами дослідження виявлено суттєву зміну картин розподілу тисків та швидкостей в повздовжньому перетині ОПП при зменшенні його діаметру, що призводить до збільшення розмірів відривних зон течії в дифузорі. Раптове звуження на вході до ОПП спричинює місця зниження тиску та вихроутворення. Зі збільшенням довжини дифузору та обтічника зменшується площа відривних зон в дифузорі. Профіль стінки дифузору зі зміною кута розкриття дозволяє зменшити відривну зону в порівнянні з прямолінійним профілем.

Визначено взаємозв'язки геометричних і гідродинамічних параметрів елементів проточної частини. Найбільш вагомим параметром є діаметр прямолінійної ділянки ОПП, що визначає інші геометричні параметри та структуру потоку на вході в РК. Зменшення внутрішнього діаметру ОПП з 65 мм до 40 мм за номінальної подачі знижує характеристики насоса в межах 1% за  $Q_{nom}$ , а зменшення діаметру до 32 мм знижує характеристики насоса в межах 7%. ККД насоса сягає 55-57%.

За результатами дослідження структури потоку рідини в ОПП виявлено просторову нерівномірність розподілу швидкостей на вході в РК. Запропоновано аналітичне оцінювання величини та характеру нерівномірності розподілу меридіональної та колової складової абсолютної швидкості проводити через визначені в роботі математичні залежності з введенням показника відносного діаметру ОПП, який визначається співвідношенням внутрішнього діаметру ОПП до вхідного діаметру РК. Зазначені математичні залежності дозволили розробити

уточнені наукові рекомендації щодо конструктивних особливостей вхідної частини лопатей РК насоса.

З врахуванням гідравлічних втрат в ОПП насоса ( $n_s$  в діапазоні 60...70) та електричних втрат в роторних елементах електродвигуна раціональним є внутрішній діаметр ОПП, який за визначених вихідних умов конструкції насоса, що розглядається, має бути в межах від 32 мм до 36 мм. Встановлено, що зміною внутрішнього діаметру ОПП можливо впливати на крутизну напірної характеристики. Зміна внутрішнього діаметру в діапазоні з 44 мм до 32 мм призводить до збільшення крутизни напірної характеристики в межах 11...19%.

За результатами числового дослідження кавітаційних процесів у герметичному моноблочному насосі з порожнистим валом визначено, що кавітація, в РК починається раніше ніж в ОПП, при цьому значення допустимого кавітаційного запасу для РК є вищим того, при якому з'являються перші прояви кавітації в ОПП. Зменшення діаметру ОПП призводить до зміни місця виникнення кавітаційних зон та їх подальшого розповсюдження в напрямку поверхні покривного диску РК. Кавітаційні процеси в запропонованих конструкціях ОПП виникають в двох зонах: на початку циліндричної та дифузорної ділянок ОПП. Уникнути цього явища можливо за умови відсутності конфузорної та дифузорної ділянки в ОПП.

**Ключові слова:** відцентровий насос, робоче колесо, підвідний пристрій, проточна частина, числове дослідження, фізичний експеримент.

## ABSTRACT

**Moloshniy O. Influence of the inlet device construction of the sealless close coupled pump with a hollow shaft on its working process and characteristics. – Manuscript.**

Ph.D. thesis in Engineering Sciences in specialty 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydropneumatic units. – Sumy State University, Sumy, 2019.

The thesis presents a new solution to the scientific problem, which focuses on the improvement of the design of a sealless double entry close coupled centrifugal pump with

a hollow shaft. In this conception, the inner part of the hollow shaft is an axial inlet device, which consists of a straight (pipe-shape) part and diffuser. The design of a sealless close coupled centrifugal pump has been developed. Conducted analyses are based on the results of the investigation of the influence of the axial inlet device geometrical features on the pump working processes in order to achieve minimal energy losses in the flowing part of the pump.

One of the most important indicators of the operation of pumps is energy efficiency and reliability, which affect the life cycle cost. The main causes of failures of pumping units are damage to the seals (30... 45% of cases) and damage to the bearing (20... 40% of cases). Such failures are unacceptable for pumps transporting hazardous and noxious substances. Based on the data presented above, the use of hermetic close coupled pumps is relevant. Currently, the main disadvantages of such pumps are low efficiency and high cost compared to pumps of other designs. However, the main advantage is the absence of leakage into the environment of the pumped liquid. It improves the safety and reliability of the pumping equipment and meet the environmental requirements. Meanwhile, the application of a double entry design of a hermetic close coupled pump leads to a decrease in the value of the axial hydraulic force. However, this design of the pump requires further investigations of its working process.

According to the results of the literature review, the great variety of designs of sealless pumps is caused by the peculiarities of their operating conditions and the properties of the liquids pumped by them. The chosen way to improve the sealless pump is to apply the design of hollow shafts, which meets two requirements: the flow inlet devices (inlet pipe) and elements of the bearing system. Improving the reliability and energy efficiency of a close coupled pump with proposed geometrical changes, requires additional research of hydraulic and energy processes at its elements and flowing parts. On this basis, the improvement of the design of sealless pumps (based on the results of scientific research) is an actual problem of today.

As part of the Ph.D. thesis the double entry sealless close coupled pump impeller with a hollow shaft was developed and patented. The hollow shaft is a part and parcel of electrical motor – rotor and, as the extension of the impeller eye – inlet pipe (axial inlet

device AID). Additionally, this approach made it possible to combine together bearings and seals between the pressure and the suction parts of the pump.

The analytical part of Ph.D. thesis was based on the use of modern theories of turbomachines, fluid and gas mechanics. The calculations of the operating parameters of the close coupled pump and its elements were carried out in order to identify the main geometric parameters of its construction. The additional mechanical losses of hydraulic friction in the slits and sidewall gaps were calculated. Moreover, the influence of the changing of the internal diameter of the magnetic circuits of the motor on its characteristics was determined. Furthermore, the influence of the rotor axis position relative to the stator axis on the operating parameters of the unit was taken into consideration. The eccentric arrangement of the rotor axis relative to the stator axis leads to the appearance of additional magnetic and hydraulic radial forces directed towards a smaller gap between the rotor and the stator. As an outflow element, a volute casing with a diffuser was selected. It leads to reduce of the radial forces that occur in the impeller during the interaction of it and the volute. Consequently, it reduces the load on the bearing supports.

The mutual influence of the construction of the plain bearings and forces acting on the motion elements of the pump was elaborated. The rotating parts are loaded with the hydrodynamic, magnetic and gravity forces, which are the preliminary design data of bearing. On the other hand, the construction of bearing is severely acting on the mentioned above forces, which leads to the crucial design problem. The results of the research show that the value of the hydrodynamic and magnetic forces has an inversely proportional relationship with the value of the relative gap in the bearings. In the present design, there is an additional radial load on the bearings, which is the result of the passage of fluid flow between the surfaces of the stator and the rotor. They are directly proportional to the amount of eccentricity and inversely proportional to the gap. As the rotor speed decreases, the hydrodynamic force decreases and vice versa. According to the results of the calculation, it is recommended to choose the smallest diameter of the motors rotor in order to reduce the hydrodynamic forces.

It is promising to reduce the electromagnetic losses in the motor by using a transformer-asynchronous electric motor in the design of a close coupled sealed pump with

a hollow shaft. This construction of the motor does not contain a stator cover, so the electromagnetic losses are absented.

The simulation model of the hollow shaft sealless pump was created and the numerical simulation of its workflow was carried out by means of ANSYS CFX software. The influence of the geometrical parameters of the flowing part on its hydrodynamic characteristics and on the performance characteristics of the pump was determined. The design of the axial inlet device, the impeller and the volute casing of a sealed close coupled pump with a hollow shaft has been identified.

The operating parameters of a model of a sealless close coupled pump were determined by the physical experiment. The experimental stand developed and built in accordance with standard DSTU 6134-2009 Nasosy dynamichni. Metody vyprobuvania (ISO 9906: 1999 Rotodynamic pumps — Hydraulic performance acceptance tests). The errors of the results of the physical experiment are in the range: the pressure 1.0%, the flow 1.1% and the power 3.2%. According to the specified standard, the tests were made in class 2. The deviation of the results of numerical modeling and physical experiment was within 9%, which is acceptable for using the results of the numerical simulation in further scientific research and commercial application.

Conducted numerical simulations made it possible to estimate the flow structure in the flowing part of the pump. In detail, the influence of the AID on the performance of the pump was recognized. A significant change in the pattern of pressure and velocity distribution in the longitudinal section of the AID was found. The diameter decreasing led to an increase of the size of the stagnant zones in the diffuser. Sudden constriction at the inlet to the AID causes a decrease in pressure and vortex formation. The increasing length of the diffuser and the fairing led to decreases in the area of the stagnant zone in the diffuser. The profile of the diffuser wall with a change in the opening angle allows reducing the stagnant zone compared to the straight profile.

The correlation between geometrical and hydrodynamic parameters of the elements of the flowing part was determined. The most important parameter is the straight section diameter of the AID. It determines the other geometric parameters and the flow structure at the impeller inlet. Reducing the straight section diameter of the AID from 65 mm to 40

mm at a nominal flow rate lowers the pump performance within 1%. Reducing the diameter to 32 mm reduces the pump performance within 7%. Pump efficiency reaches 55-57%.

The results of the research of the fluid flow structure in the AID revealed the spatial non-uniformity of the velocity distribution at the impeller inlet. It was proposed to use mathematical dependencies for determinate the magnitude and nature of the nonuniformity of the distribution of the meridional and circular components of the absolute velocity.

Proposed formulas use the index of the relative diameter of the AID, which is determined by the ratio of diameters: the straight section diameter of the AID to the impeller eye. Those mathematical dependences allowed to develop the scientific recommendations concerning the design requirements of the leading edges of the impeller blades.

Furthermore, the range of optimum values of AID diameters is determined in terms of minimum hydraulic losses in the AID and minimum electric losses in the rotor magnetic circuits. Under the considered conditions it should be in range from 32 mm to 36 mm. It is established that the change in the internal diameter of the AID can affect on the steepness of the head curve. Alteration the internal diameter in the range from 44 mm to 32 mm leads to an increase in the slope of the characteristic curves within 11 ... 19%.

According to the numerical research of cavitation processes in a sealless close coupled pump with a hollow shaft, it is determined that cavitation in the impeller starts earlier than in the AID. Reducing the diameter of the AID leads to a change in the location of the cavitation zones and their further distribution in the direction of the front shroud. The cavitation in the proposed designs of the AID arises in two zones: at the beginning of the strait and diffuser sections of the AID. It is possible to avoid this phenomenon if there is no confusion and diffuser area in the AID.

**Keywords:** centrifugal pump, impeller, submersible device, flowing part, numerical research, physical experiment.

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

#### ***Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати***

1. Moloshnyi O. Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity

Distribution at Impeller Inlet / O. Moloshnyi, M. Sotnyk and S. Lugova // Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. – 2018. – Vol. 62(3). – P. 179-186.

2. Moloshnyi O. Cavitation in centrifugal pump with rotating walls of axial inlet device/ O Moloshnyi, M Sotnyk // IOP Materials Science and Engineering. – 2017. – Vol. 233. – P. 1-8.

3. Молошний О.М. Кавітаційні процеси у підвідному обертовому осьовому пристрої та робочому колесі відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 61. – С. 154-161.

4. Молошний О.М. Вплив геометричних розмірів підвідного пристрою на робочий процес насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – 3(61). – С. 19-29.

5. Молошний О.М. Вплив негладких стінок обертового осьового підвідного пристрою на робочий процес відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 64. – С. 119-127.

6. Moloshnyi O.M. Influence of an inlet rotating axial device on the cavitation processes in a low specific speed centrifugal pump / Moloshnyi O.M., Shulc P., Sotnyk M.I. // Журнал інженерних наук. – 2019. – Vol. 6(1). – P. E25-E32.

#### ***Наукові праці апробаційного характеру***

7. Молошний О.М. Технічні вимоги до герметичного моноблочного безвального відцентрового насосного агрегата / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 14–17 квітня 2015 р. / Редкол.: О Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2015. – Ч.2. – С. 62.

8. Молошний О.М. Огляд конструкцій відцентрових герметичних насосів / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, Суми, 15 – 17 жовтня 2015 р. – Вінниця: Глобус-Прес, 2015. – С. 86.

9. Молошний О.М. Аналіз ризиків та переваг застосування герметичних насосів з трансформатор-асинхронним приводом / О.М. Молошний, М.І. Сотник,

В.В. Москаленко // II міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Ресурсозбереження та енергоефективність інженерної інфраструктури урбанізованих територій та промислових підприємств», м. Харків, ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2 – 27 лютого 2016 р. – С. 29-30.

10. Молошний О.М. Вплив ексцентриситету ротора на магнітне притягання в приводі герметичного електронасоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 144.

11. Молошний О.М. Залежність гідродинамічної сили від ексцентриситету розташування ротора в герметичному електронасосі / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XXI міжнародна науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Київ, 24-27 травня 2016 р., 2016 – С.166.

12. Молошний О.М. Комп'ютерне моделювання підводу герметичного моноблочного насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, м. Харків, 19–20 жовтня 2016 р. УкрДУЗТ. - Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 57.

13. Молошний О.М. Результати енергетичних випробувань герметичного моноблочного електронасосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 48.

14. Молошний О.М. Залежність структури течії на вході в робоче колесо насосу від обертання стінок підвідного пристрою / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, Черкаси-Київ, 23–26 травня 2017 р. – Київ: 2017. – С. 137–138.

15. Молошний О.М. Кавітаційні процеси в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками / О.М. Молошний, М.І. Сотник, С.В. Сапожніков //



Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Вінниця, 4-5 жовтня 2017 р.: ВНТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С.34.

16. Молошний О.М. Вплив величини шорсткості поверхні осьового підвідного пристрою на кавітаційні характеристики насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2018 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С.274.

17. Молошний О.М. Вибір оптимального прохідного діаметру осьового підвідного пристрою насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р. НЛТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2018. – С. 40.

18. Молошний О.М. Вплив ребер та канавок розміщених на стінках осьового Підвідного пристрою на кавітаційні властивості насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма VI Всеукраїнської науково-технічної конференції, м. Суми, 16–19 квітня 2019 р. / редкол.: О. Г. Гусак, І. В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – С.293.

***Праці, які додатково відображають наукові результати***

19. Пат. 111380 U Україна, МПК F04D 13/06, F04D 7/02 (2006.01). Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом / М.І. Сотник, О.М. Молошний, А.К. Черноброва, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201604495; заявл. 22.04.2016; опубл. 10.11.2016, бюл. №21.

20. Пат. 119479 U Україна, F04D 7/02, МПК F04D 13/06 (2006.01). Герметичний мотор-насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою / М.І. Сотник, О.М. Молошний, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201703589; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. №18.

## Зміст

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ, СКОРОЧЕНЬ .....	7
ВСТУП .....	10
1. ГЕРМЕТИЧНІ НАСОСИ. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІНФОРМАЦІЇ ПО ТЕМІ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	19
1.1 Застосування герметичних насосів в гідравлічних мережах.....	19
1.2 Принципова конструкція відцентрового насоса .....	22
1.3 Конструктивні особливості герметичних насосів .....	24
1.3.1 Класифікація герметичних насосів .....	24
1.3.2 Аналіз конструкцій електродвигунів герметичних насосів .....	26
1.3.3 Аналіз способів організації змащування підшипників .....	31
1.3.4 Аналіз способів охолодження електродвигуна герметичного насоса.....	34
1.3.5 Аналіз конструкцій герметичних насосів з порожнистими валами та безвальних .....	34
1.4 Аналіз підвідних пристроїв насосів .....	39
1.4.1 Вплив форми підвідних пристроїв на робочий процес насоса .....	40
1.4.2 Можливості підвищення енергоефективності насоса за рахунок зміни геометричних параметрів підвідного пристрою.....	43
1.4.3 Вплив методу підведення рідини на кавітаційні процеси .....	45
1.5 Фізичні процеси в дифузорі .....	47
1.5.1 Розподіл швидкості та тиску в поперечному перетині дифузора... ..	47
1.5.2 Втрати в дифузорі та способи їх зниження .....	48
1.5.3 Аналіз структури потоку при обертанні стінок дифузора.....	50
1.6 Основні вимоги до конструкції герметичного моноблочного насоса.....	51
1.7 Висновки .....	52

2 МЕТОДИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІ ТА РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОСА .....	54
2.2 Числове моделювання робочого процесу герметичного моноблочного насоса з осьовим підвідним пристроєм.....	55
2.2.1 Теоретичні основи числового моделювання.....	55
2.2.2 Методика проведення розрахункового дослідження .....	56
2.3 Фізичний експеримент.....	59
2.3.1 Експериментальний стенд.....	59
2.3.2 Застосування технологій тривимірного друку.....	61
2.3.3 Методика проведення експерименту .....	62
2.3.4 Оцінювання похибки .....	63
2.3 Висновки .....	64
3. ВПЛИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПРОЦЕСІВ НА ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ МОНОБЛОЧНОГО НАСОСА .....	66
3.1 Конструктивні схеми герметичного насоса .....	66
3.1.1 Герметичний моноблочний насос двостороннього входу.....	66
3.1.2 Герметичний моноблочний насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою електричної частини.....	70
3.1.3 Герметичний моноблочний вертикальний насос з порожнистим валом.....	71
3.1.4 Герметичний моноблочний насос з порожнистим валом типу «In-line».....	73
3.2 Врахування особливостей робочого процесу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом при розробці його конструктивної схеми .....	74
3.3 Прототип герметичного насоса .....	74
3.3.1 Робоче колесо .....	75
3.3.2 Відвідний пристрій .....	75
3.3.3 Електричний двигун .....	76

3.3.4 Вплив габаритних розмірів елементів моноблочного насоса на формування геометрії підвідного пристрою .....	76
3.4 Аналіз впливу конструктивних особливостей основних елементів моноблочного насоса на його робочий процес та вибір їх конструктивних параметрів .....	78
3.4.1 Механічні втрати на тертя ротора електродвигуна .....	78
3.4.2 Особливості впливу робочого процесу електродвигуна на формування габаритів елементів проточної частини насоса.....	80
3.4.3 Вплив ексцентриситету розташування ротора відносно статора на магнітне притягання в приводі герметичного моноблочного насоса .....	83
3.4.4 Особливості течії рідини в щілині між ротором і статором.....	86
3.4.5 Гідродинамічна сили, що діє на ротор в зазорі між статором і ротором.....	88
3.4.6 Залежність величини гідродинамічної сили від ексцентриситету розташування ротора відносно статора у герметичному моноблочному насосі .....	89
3.4.7 Особливості розрахунку валу на жорсткість та міцність .....	91
3.4.8 Розрахунок підшипників ковзання.....	93
3.4.9 Осьові магнітні та гідравлічні сили та їх сприйняття .....	95
3.5 Висновки .....	99
4. РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ЙОГО ОСОБЛИВОСТЕЙ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ТА ОСЬОВОМУ ПІДВІДНОМУ ПРИСТРОЇ .....	102
4.1 Аналіз впливу величини діаметра осьового підвідного пристрою на структуру потоку в ньому .....	102
4.2 Аналіз впливу кута розкриття та довжини дифузора та обтічника осьового підвідного пристрою на структуру потоку в ньому .....	103
4.3 Аналіз впливу форми обтічника осьового підвідного пристрою на структуру потоку на вході в робочому колесі.....	104

4.4 Аналіз впливу обертання стінок осьового підвідного пристрою на структуру потоку та розподіл швидкостей на вході в робоче колесо .....	105
4.5 Оцінка робочих характеристик осьового підвідного пристрою .....	111
4.6 Вплив кавітації на робочий процес насоса.....	112
4.6.1 Кавітаційна характеристика насоса.....	112
4.6.2 Впливу шорсткості поверхонь осьового підвідного пристрою на кавітаційні характеристики насоса.....	115
4.6.3 Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності .....	115
4.6.4 Кавітаційні процес в робочому колесі.....	116
4.6.5 Кавітаційні процеси в осьовому підвідному пристрої.....	118
4.7 Висновки .....	121
5. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОСА З ВИКОРИСТАННЯМ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ І ФІЗИЧНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ .....	124
5.1 Вихідні параметри об'єкта дослідження .....	124
5.2 План дослідження .....	126
5.3 Аналіз результатів досліджень робочого процесу насоса .....	132
5.3.1 Вплив геометричних розмірів осьового підвідного пристрою на робочий процес насоса.....	132
5.3.2 Вплив геометричних параметрів осьового підвідного пристрою на структуру течії в ньому.....	138
5.3.3 Особливості форми конфузора.....	147
5.3.4 Вплив форми дифузора на робочий процес насоса .....	147
5.3.5 Вплив довжини і діаметра осьового підвідного пристрою на його характеристики.....	149
5.3.5 Вплив негладких стінок осьового підвідного пристрою на робочий процес насоса.....	153
5.4 Особливості робочого процесу за умови обертання стінок осьового підвідного пристрою .....	162
5.4.1 Визначення параметрів потоку на вході в РК.....	162

5.4.2 Трикутник швидкостей Ейлера на вході в робоче колесо .....	164
5.5 Вплив особливостей конструкції осьового підвідного пристрою на кавітаційні процеси в насосі.....	167
5.5.1 Кавітаційна характеристика насоса.....	167
5.5.2 Структура зон кавітації .....	170
5.5.3 Вплив ребер та канавок розміщених на стінках ОПП на кавітаційні властивості насоса .....	175
5.6 Аналіз пульсації тиску та гідродинамічних радіальних сил в насосі .....	176
5.7 Тенденції впливу конструктивних особливостей герметичного насоса на його функціонування .....	178
5.8 Висновки .....	179
ВИСНОВКИ.....	182
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	185
ДОДАТОК А.....	207
ДОДАТОК Б .....	208
ДОДАТОК В.....	209
ДОДАТОК Г .....	210
ДОДАТОК Д.....	212
ДОДАТОК Е .....	216
ДОДАТОК Ж.....	223
ДОДАТОК И.....	225

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ, СКОРОЧЕНЬ

### Умовні позначення

$D, d$	– діаметри характерних перетинів, м;
$e$	– ексцентриситет, мм;
$H$	– напір, м;
$h$	– втрати напору, м;
$l$	– довжини характерних ділянок і елементів, м;
$P$	– потужність, Вт;
$n$	– частота обертання, об/хв;
$n_s$	– коефіцієнт швидкохідності насоса;
$\omega$	– кутова швидкість, $\text{с}^{-1}$ ;
$t$	– час, с;
$\rho$	– густина, $\text{м}^3/\text{год}$ ;
$Q$	– подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$ ( $\text{м}^3/\text{год}$ );
$q$	– об'єм рідини, що протікає через щілину, $\text{м}^3/\text{с}$ ( $\text{м}^3/\text{год}$ );
$R, r$	– радіуси характерних перерізів і елементів, м;
$\delta$	– зазор між ротором і статором, мм;
$S$	– площа, $\text{м}^2$ ;
$s$	– площа кільцевої щілини, $\text{м}^2$ ;
$U$	– колова швидкість потоку, м/с;
$V$	– швидкість в абсолютній системі координат, м/с;
$W$	– швидкість у відносній системі координат, м/с;
$\alpha$	– кут потоку в абсолютній системі координат, град;
$\beta$	– кут установки лопатей робочого колеса, град;
$z$	– число лопатей в робочому колесі;
$\zeta$	– коефіцієнт опору;
$\chi$	– відносний ексцентриситет ( $e/\delta$ );
$\psi$	– відносний зазор ( $\delta/d$ );

$\vartheta$	– кут розкриття дифузору, °
$\phi_a$	– нерівномірність швидкості;
$\eta$	– коефіцієнт корисної дії, %;
$\mu$	– коефіцієнт витрат для кільцевої щілини;
$\mu_\tau$	– момент швидкості;
$\lambda$	– коефіцієнт гідравлічного опору;
$\Delta H$	– напір, що втрачається в ущільненнях, м;
$\Delta h$	– кавітаційний запас, м;
$\Delta h_{кр}$	– критичний кавітаційний запас, м;
$\Delta h_{дон}$	– допустимий кавітаційний запас, м;
$n_{ss}$	– кавітаційний коефіцієнт швидкохідності;

#### Індекси

$0$	– вхідний перетин робочого колеса;
$1$	– перетин перед лопатями робочого колеса;
$2$	– вихідний перетин робочого колеса;
$i$	– $i$ -й перетин;
$max$	– максимальний;
$min$	– мінімальний;
$m$	– у проекції на меридіональну площину;
$r$	– у радіальному напрямку;
$u$	– у коловому напрямку;
$z$	– в осьовому напрямку;
$диф$	– відносно дифузора;
$рк$	– відносно робочого колеса;
$пот$	– номінальний режиму роботи;
$пр$	– приведений;
$вс$	– всмоктувальний;
$вх$	– відносно вхідного перерізу;
$вих$	– відносно вихідного перерізу;



*rot* – ротор;

### **Скорочення**

ККД – коефіцієнт корисної дії;

РК – робоче колесо;

ПП – підвідний пристрій;

ОПП – осьовий підвідний пристрій;

CFD – обчислювальна гідродинаміка (Computational Fluid Dynamics);

СумДУ – Сумський державний університет;

ПГМ – прикладна гідроаеромеханіка.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Насоси здебільшого є невід’ємним елементом більшості промислових систем, що експлуатуються в Україні та світі загалом. Одним з найважливіших критеріїв їх функціонування є енергоефективність та надійність, які впливають на вартість життєвого циклу.

Об’єм спожитої електричної енергії насосними системами залежить від галузі промисловості та рівня розвитку економіки країни і становить близько 20% промислового споживання [1]. В залежності від галузі промисловості відцентрові насоси споживають від 25% до 60% електричної енергії спожитої електродвигунами [2]. В Європі ця величина коливається від 20% до 30% [3], а в США становить близько 25% [4]. Високий рівень споживання електричної енергії безперечно ставить їх на перше місце серед споживачів. До того ж, за оцінками вартості життєвого циклу насосних агрегатів на електричну енергію витрачається від 22% до 60% [4...8], а в деяких випадках, навіть, до 85% [9] коштів затрачених за період їх експлуатації.

Зважаючи на значні витрати на електричну енергію Європейський парламент проголосив директиву з енергоефективності. Згідно з якою, проголошено шлях на зниження енергоспоживання електрообладнанням на 20% до 2020 року [10]. В Україні питання енергоефективності обладнання та оновлення виробничої бази набуває все більшої актуальності. В 2019 році прийняті технічні регламенти щодо еко-дизайну водяних насосів, що передбачає індекс мінімальної ефективності (MEI) = 0,4 [11], для безсальникових насосів – індекс енергоефективності (EEI) має становити не більший за 0,23 [12].

Основними причинами аварій насосних агрегатів є пошкодження вузлів кінцевих ущільнень (30...45%), пошкодження підшипникових вузлів (20...40% випадків) [13...18]. Для насосів, що транспортують небезпечні та шкідливі речовини, вихід з ладу у межах визначеного терміну їх експлуатації (за умови дотримання графіку проведення регламентних робіт) є недопустимим, тому для них найважливішим експлуатаційним показником є надійність, і тільки потім

енергоефективність [19]. Конструкція герметичних насосів потенційно знижує імовірність аварійного виходу з ладу насосних агрегатів. Внаслідок цього, герметичні насоси набувають популярності, в тому числі і в Україні.

Вивченням робочого процесу герметичних насосів займалися такі вчені, як: Сінев, Васильцов, Буренін, Вишневський, Ньюмаєр та ін. Результати їх роботи, дали змогу підвищити енергоефективність робочого процесу та розширили діапазон застосування герметичних насосів з підвищенням показників їх надійності. Одним з напрямків досліджень вказаних авторів є розробка конструктивних схем герметичних насосів, які не містять кінцевих ущільнень, тобто безсальникових. Як відомо, ресурс напрацювання на відмову насосів виробництва країн Західної Європи становить до 25 тис. годин і обмежується часом експлуатації ущільнень [13,20]. Найбільший ресурс мають насоси з «мокрим» ротором – 40-70 тис. годин [20,21]. Тим часом більшість агрегатів вітчизняного виробництва та країн СНД у системах водопостачання та водовідведення мають напрацювання на відмову лише 4-8 тис. годин [20]. Згідно вимог стандарту API 685 ресурс герметичних насосів має становити близько 26 тис. год. [ 22].

Слід відмітити, що енергоефективність безсальникових насосів майже однакова з енергоефективністю насосів з подвійними торцевими ущільненнями [19]. Крім того, конструктивні рішення з кінцевими ущільненнями не дозволяють у повній мірі забезпечити герметичність проточної частини, є громіздкими та потребують значної уваги при експлуатації.

Зростання цін на енергоносії [23] та складність подальшого підвищення енергоефективності енергетичного обладнання підштовхує до пошуку інших шляхів зниження вартості життєвого циклу. Рішенням даної проблеми може бути зниження витрат на ремонтні роботи, технічне обслуговування ущільнень, підшипників та вузлів сприйняття осьової сили, автоматизації процесів, зменшення втрат рідини та рівня шуму і, як наслідок, витрат на природоохоронні заходи [24].

Виходячи з вище сказаного актуальним є застосування герметичних насосів, у яких взагалі відсутні кінцеві ущільнення. Найпоширенішими є безсальникові насосні агрегати, що за конструктивними схемами включають магнітні муфти або двигуни з

мокрим ротором. При цьому, надійність насоса в значній мірі залежить від функціонування підшипникових вузлів, ресурс яких визначається режимом навантаження та рівнем вібрації, застосованим матеріалом та якістю виготовлення та складання деталей. Тому, аналіз факторів, що впливають на робочий процес підшипникових вузлів є актуальним питанням, вирішення якого дає можливість представити на ринок вітчизняні агрегати, що можуть бути конкурентно спроможними з європейськими.

Доволі перспективним напрямком є подальша розробка конструктивних схем безсальникових моноблочних насосів, що містять порожнисті вали, порожнини яких є елементами проточної частини насоса. Особливої уваги заслуговують конструктивні схеми, в яких порожнисті вали одночасно є підвідними пристроями та елементами опорних вузлів. Підвищення ефективності таких насосів можливе шляхом виконанням комплексу наукових досліджень гідравлічних та енергетичних процесів в їх вузлах та проточній частині з урахуванням взаємного впливу конструктивних елементів гідравлічної та електричної частини. Виходячи з цього, удосконалення конструкції безсальникових насосів є актуальною проблемою сьогодення.

Підвищення надійності та енергоефективності герметичних моноблочних насосів зазначеної конструкції потребує додаткового вивчення гідравлічних та енергетичних процесів в його вузлах та проточній частині з урахуванням взаємного впливу гідравлічних та електричних конструктивних елементів. Виходячи з цього, необхідність проведення зазначених наукових досліджень та удосконалення на їх основі конструкції герметичних насосів є актуальним.

Народно-господарська задача, що вирішується в дисертаційній роботі, полягає в розробці та удосконаленню конструкції вітчизняних герметичних моноблочних насосів, які можуть бути впроваджені в хімічному та нафтохімічному виробництві, холодильній техніці, суднобудівництві, аерокосмічній галузі та сільському господарстві.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ відповідно до науково-технічної

програми Міністерства освіти і науки України. Окремі положення дисертаційної роботи розроблялися при виконанні науково-дослідної роботи «Дослідження робочих процесів насосів і приводів» (№ ДР 0114U000069). Здобувач брав безпосередню участь як виконавець науково-дослідної роботи «Розробка автоматизованої системи моніторингу та короткострокового прогнозування теплоспоживання для ефективного управління енергоспоживанням об'єктів МОН України» (№ ДР 0115U0000664с).

#### **Мета та задачі дослідження.**

**Мета дисертаційної роботи** – удосконалення конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основі результатів наукових досліджень впливу особливостей конструкції підвідного пристрою на течію та енергетичні процеси в проточній частині насоса і елементах електродвигуна.

#### **Задачі дослідження:**

– визначити сфери застосування герметичних насосів та проаналізувати їх конструкційні схеми, виявити можливі шляхи підвищення їх надійності та енергоефективності, дослідити вплив різних конструкцій підвідного пристрою насоса на його робочий процес;

– визначити параметри прототипу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом та дослідити взаємозалежність його гідродинамічних та електромагнітних процесів;

– створити розрахункову модель герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом та провести розрахунковий експеримент для визначення параметрів його робочого процесу, коригування з метою удосконалення конструкції герметичного моноблочного насоса та його розрахункової моделі;

– провести фізичний експеримент з метою підтвердження результатів наукового дослідження особливостей робочого процесу та визначення основних робочих параметрів насоса і порівняти отримані результати з результатами числового моделювання робочого процесу насоса з метою визначення їх адекватності;

– дослідити вплив параметрів осьового підвідного пристрою (ОПП) на

структуру потоку на вході в робочого колеса (РК) і, як наслідок, на робочий процес герметичного моноблочного насоса та на кавітаційні процеси в його проточній частині;

– визначити основні взаємозалежності геометричних параметрів елементів проточної частини герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом, що впливають на енергоефективність його робочого процесу.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом.

**Предмет дослідження** – вплив геометричних параметрів елементів проточної частини та електродвигуна герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом на його напірні та енергетичні характеристики.

**Методи досліджень.** Поставлені задачі дослідження вирішувалися шляхом аналізу літературних джерел, використання розрахунково-аналітичного методу, методу фізичного моделювання на стенді, методу числового моделювання за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Аналіз літературних джерел дозволив встановити проблемні моменти герметичних насосів, що обумовило вибір теми дослідження, обґрунтувати її актуальність, сформулювати мету та задачі дослідження. Розрахунково-аналітична частина базувалася на використанні сучасних досягнень теорій турбомашин, механіки рідини й газу та механіки твердих тіл. Вірогідність отриманих наукових результатів забезпечується використанням широко апробованих і визнаних методів дослідження прикладної гідроаеромеханіки. В рамках фізичного експерименту була проведена апробація проточної частини герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом на дослідницькому стенді. Точність та достовірність отриманих експериментальних даних була забезпечена використанням методики проведення випробувань згідно стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань».

**Наукова новизна отриманих результатів:**

– вперше визначено вплив комплексу факторів навантаження ротора (ваги, гідродинамічних та магнітних сил) на робочий процес підшипників ковзання та

зворотній зв'язок елементів конструкції підшипників ковзання на гідродинамічні та магнітні складові робочого процесу електродвигуна герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом;

– вперше визначено діапазон величин діаметрів ОПП з точки зору мінімальних гідравлічних втрат в ОПП насоса ( $n_s$  в діапазоні 60...70) та електричних втрат в роторних магнітопроводах електродвигуна за умови порожнистого валу;

– вперше досліджено вплив ОПП з обертовими стінками та дифузором перед входом в РК на структуру потоку на вході в РК та визначено параметри розподілення швидкостей за різних конструктивних особливостей ОПП;

– вперше визначено вплив обертання ОПП з різною швидкістю на протікання кавітаційних процесів в ОПП і РК та встановлено, що перші прояви кавітації спостерігаються в РК, а зменшення діаметру ОПП призводить до зміни місця виникнення кавітації і напрямку її розповсюдження;

– вперше за результатами дослідження структури течії на виході з дифузора ОПП герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом уточнено рекомендації щодо проектування вхідної частини лопатей РК;

– уточнено рекомендації щодо проектування герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом, що вперше враховують основні взаємозалежності геометричних параметрів елементів його проточної та електричної частини.

#### **Практичне значення:**

– уточнено рекомендації щодо проектування герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом з врахуванням основних взаємозалежностей геометричних параметрів елементів його проточної та електричної частини, які враховують взаємозалежність гідравлічних та електромагнітних втрат. Використання зазначених взаємозалежностей при проектуванні дозволяє визначати раціональний діаметр порожнистого валу. Визначено вплив геометричних параметрів ОПП на характеристики насоса, що

дозволяє прогнозувати крутизну його напірної характеристики з урахуванням основних геометричних параметрів ОПП;

– сформульовано рекомендації щодо конструктивних геометричних особливостей внутрішніх поверхонь ОПП. Підтверджено, що найменші втрати енергії в конфузори є при застосуванні стінки з профілем, що визначається з рівняння  $dp/dx=const$ , в дифузори – при застосуванні раптового розширення та двоступеневого кута розкриття;

– створено декілька нових конструктивних схем герметичних відцентрових моноблочних насосів та отримано 2 патенти України на корисну модель;

– сформульовано рекомендації щодо врахування конструктивних обмежень проточної частини (в тому числі ОПП) при визначенні величини кавітаційного запасу насоса;

– основні результати дослідження були впроваджені в навчальний процес СумДУ в курсах «Розрахунок та проектування насосів», «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» та «Теорія турбомашин» для студентів за спеціальностями 131 «Прикладна механіка» освітньої програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» освітнього рівня бакалавр та магістр та при проектуванні і модернізації насосів, що виробляє ТОВ «Сумський машинобудівний завод».

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковими керівниками. Результати роботи розкриті в написаних у співавторстві наукових публікаціях [25...42], зокрема: у дослідженні [25] проведено числове моделювання робочого процесу насоса з використанням програмного комплексу ANSYS CFX для порівняння характеристик насоса за різних варіантів геометрії ОПП та його аналіз. В працях [25,27] проведено числове моделювання кавітаційних процесів в насосі за різних робочих параметрів та визначено вплив геометричних параметрів ОПП на кавітаційні процеси та характеристики. У роботі [28] розкрита інформація щодо розробленої нової проточної частини насоса, проведення фізичного експерименту



на випробувального стенду для визначення робочих параметрів насоса та числового моделювання робочого процесу насоса з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. Здійснено порівняння характеристик насоса з базовим та запропонованими варіантами ОПП. Проведено аналіз структури течії та розподілу швидкостей на вході в РК. В праці [29] приведено інформацію щодо проведеного фізичного експерименту та числового моделювання кавітаційних процесів у насосі за різних діаметрів ОПП. Проведено аналіз структури зон кавітації та умов їх виникнення. У роботі [30] за допомогою числового моделювання визначено вплив негладких стінок ОПП на робочий процес, встановлено залежності характеристик насоса від геометричних параметрів ребер або канавок на стінках ОПП. Крім того, в дослідженнях [25...42] здобувач самостійно проводив аналіз літературних джерел, аналітичні розрахунки, числове моделювання та фізичний експеримент, брав участь у формуванні висновків.

На основі проведених досліджень отримано два патенти України на корисну модель «Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом» [43], «Герметичний мотор-насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою» [44].

**Апробація результатів роботи.** Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на XVI – XIX міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, СумДУ, 2015 р., м. Харків, УкрДУЗТ, 2016 р., м. Вінниця, ВНТУ, 2017 р., м. Львів, НЛТУ, 2018 р.), XXI – XXII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, НТУУ «КПІ», 2016 р., м. Черкаси, ЧПБ ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗ України, 2017 р.), Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, СумДУ, 2015 р., 2017 р.), IV-VI Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, СумДУ, 2016 р., 2018 р., 2019 р.), II міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Ресурсозбереження та енергоефективність інженерної

інфраструктури урбанізованих територій та промислових підприємств» (м. Харків, ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2 – 27 лютого 2016 р.).

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковані в 20 наукових працях, серед яких 4 наукових статті у фахових виданнях України, 2 наукові статті у закордонних наукових виданнях (у тому числі 2 статті у виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus), 2 патенти України на корисну модель (№111380, №119479), а також 12 тез доповідей на науково-технічних конференціях.

### **Структура та об'єм дисертаційної роботи.**

Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 227 сторінок. Дисертаційна робота містить 132 рисунків, 24 з яких у додатку; 14 таблиць, 4 з яких у додатку; 8 додатків на 21 сторінках, бібліографію зі 188 джерела на 22 сторінках.

Автор висловлює глибоку та щиру подяку науковим керівникам Сотнику Миколі Івановичу та Шульцу Пшемиславу, декану факультету Технічних систем і енергоефективних технологій Гусаку Олександрю Григоровичу та колегам Махальському Артуру, Кондусю Владиславу Юрійовичу та Поповичу Олександрю Миколайовичу за наукову, методичну та організаційну допомогу при виконанні даної роботи.

Щиру подяку автор висловлює колегам по кафедрі «Прикладної гідроаеромеханіки» Сумського державного університету та кафедрі «Основ проектування та рідинних машин» Вроцлавського політехнічного університету (Politechnika Wroclawska, m. Wrocław, Polska) за допомогу, також сім'ї, рідним та друзям за моральну підтримку при написанні роботи.

# 1. ГЕРМЕТИЧНІ НАСОСИ. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІНФОРМАЦІЇ ПО ТЕМІ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Застосування герметичних насосів в гідравлічних мережах

Найперші згадки про застосування механічних приладів для підняття води на певну висоту, а саме водочерпальне колесо, датуються більше 4000 років тому в Месопотамії [45]. В свою чергу, перший опис відцентрового насоса, тобто гідравлічної машини для збільшення енергії потоку рідини, що перекачується, внаслідок обертального руху робочого колеса (РК) [46], здійснено в журналі «Acta Eruditorum» в 1689 році (рис.1.1) [47]. Насос мав дуже просту конструкцію і застосовувався в цехах з виготовлення паперу. Більш сучасна конструкція відцентрового насоса була представлена в 1818 році [19], проте відсутність надійного та практичного приводу позбавило можливості їх швидкого розповсюдження. В ХІХ столітті було винайдено та вдосконалено електричний двигун, що з часом став найпопулярнішим приводом для насосів. В 1898 році були виготовлено перший стандартизований відцентровий насос [19]. З тих часів і дотепер триває активний період експлуатації насосів та вдосконалення їх конструкцій.

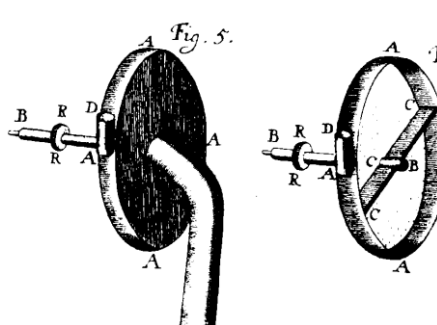


Рисунок 1.1 – Перший відцентровий насос, 1689 р. [47]

Користувачами насосів в першу чергу були і залишаються комунальні господарства, хімічна, нафтопереробна та холодильна галузі, енергетичні об'єкти, а від недавніх часів і приватні господарства. Вимоги до насосів постійно

підвищуються, особливо з точки зору енергоефективності, протікання рідини, що перекачується, в навколишнє середовище та рівня шуму.

Для забезпечення необхідного мінімального рівня протікання рідини, що перекачується, застосовуються ущільнення різного роду. В сьогоденні широко застосовуються торцеві ущільнення, що мають ряд позитивних властивостей: вони зносостійкі, працюють з малим витокком, малочутливі до биття валу. Однак, до їх недоліків можна віднести: чутливість до твердих включень в робочому середовищі; потребу у високій кваліфікації обслуговуючого персоналу; високу вартість; недостатню надійність та малий ресурс роботи. Конструктивні рішення не завжди забезпечують герметичність, можуть бути громіздкими, потребують великої уваги при експлуатації, мають обмежений ресурс експлуатації.

Причиною виникнення герметичного насоса була складність створення надійного ущільнення для перекачування рідини з високим тиском та температурою [48]. Згідно ДСТУ 3063-95 «Безсальниковий або герметичний насос – це насос, характерною ознакою якого є відсутність будь-якого обертового чи ковзного ущільнення і конструкція якого виключає будь-який контакт перекачуваної рідини з навколишнім середовищем (атмосферою), а також зовнішні витіки рідини» [46].

Перший патент насоса з електродвигуном із захищеним статором був отриманий в Німеччині в 1913 році [19]. Проте, запатентована конструкція являла собою прототип. З 1949 року завдяки появі нових матеріалів стала можливою конструкція насоса з електромагнітною муфтою.

На жаль, герметичні насоси не користувалися попитом до початку 50-х років ХХ століття. В цей період збільшився обсяг хімічного виробництва із застосуванням, токсичних, агресивних (кислот та лугів), вибухо- та пожежонебезпечних рідин, дуже дорогих рідин (важкої води, рідин в парфумерії, фармацевтиці та харчовій промисловості) [49]. Особливий поштовх до розвитку зазначених конструкцій був розвиток ядерної промисловості, яка потребувала насоси без витікання радіоактивної води [19], особливо в реакторах на атомних криголамах та підводних човнах [50]. На цей період також припадає початок

космічної ери, де витік рідини міг спричинити пошкодження ракети-носія, космічного корабля або супутника. В 60-х роках насос з електродвигуном із захищеним статором почав випускатися в серійному виробництві [19].

В останні десятиліття підвищення екологічних стандартів, розвиток технологій та поява нових матеріалів спричинили розширення сфер використання герметичних насосів. Додалися такі сфери застосування як медицина, мікробіологія, фармацевтика, біоінженерія, імпланти (штучне серце), харчова, м'ясомолочна літальні апарати, судна, кріогенна техніка, відновлювальна енергетика, фізичні лабораторії, фотоіндустрія, наноелектроніка, переробна промисловість, робототехніка, теплові станції [49,51] та ін.

Слід зауважити, що всі насоси в залежності від наслідків їх виходу з ладу поділяють на групи надійності:

- 1 – насоси, відмова яких може призвести до аварії і, навіть, людських жертв, загрози безпеки та до значних матеріальних втрат;
- 2 – насоси, відмова яких не сприяє аварії, але спричиняє матеріальні збитки;
- 3 – насоси загального призначення, відмова яких не пов'язана з прямими матеріальними втратами [52].

Зазвичай герметичні насоси можна віднести до першої або другої групи. Внаслідок цього, вимоги до герметичних насосів для небезпечних або шкідливих сфер застосування регламентуються міжнародними стандартами [22].

#### **Переваги герметичних насосів:**

- відсутність протікання рідини, що перекачується, в навколишнє середовище;
- відсутність ущільнень валу знижує вартість життєвого циклу та підвищує надійність;
- зниження рівня шуму за рахунок застосування підшипників ковзання, відсутності вентилятора на електричному двигуні та зменшення електромагнітного шуму;
- відсутність додаткових вузлів та систем (підшипники змащуються рідиною, що перекачується);

- відносно малі габарити. Менший фундамент, а в певних випадках його відсутність, за умови монтажу безпосередньо в трубопроводі;
- відсутність необхідності центрування електричного двигуна та насоса в моноблочних конструкціях [48];
- можливість перекачувати стерильні та чисті рідини;
- надійність функціонування при тиску до 100 МПа та в діапазоні температур  $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+450\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- можливість повної автоматизації процесу експлуатації;
- зменшення зайнятої площі та кількості вентиляційних пристроїв в приміщенні [53];
- безпечна експлуатація, менша потреба в технічному обслуговуванні та економічність [19].

#### **Наявні також недоліки:**

- в основному у моноблочній конструкції використовується електродвигун змінного струму з короткозамкнутим ротором або з постійними магнітами;
- складність уніфікації насосів;
- в насосах з горизонтальним розташуванням ротора при зношуванні підшипників ковзання збільшується зазор і ексцентриситет, що може призвести до збільшення радіальної складової електромагнітних сил [48];
- висока вартість насоса;
- взаємозалежність конструкції насоса та електричного двигуна призводить до необхідності їх спільного проектування [19].

## **1.2 Принципова конструкція відцентрового насоса**

Основні типові елементи відцентрового насоса: підвідний пристрій (ПП) (1), РК (2), відвідний пристрій (3), корпус, вал (5), ущільнення (4), підшипники, муфта або привід (рис 1.2). Конструкції елементів можуть бути різними і відповідно мати різний вплив на енергоефективність робочого процесу насоса.

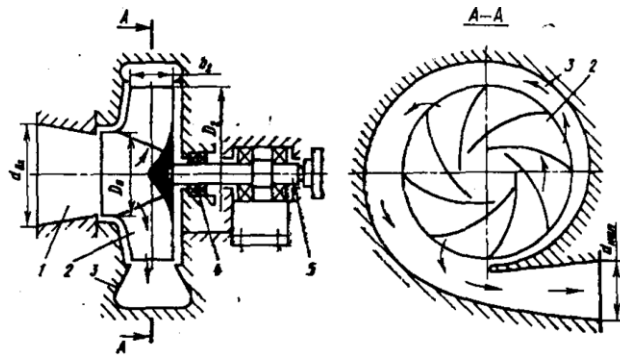


Рисунок 1.2 – Радіальний відцентровий насос [54]

При роботі насоса, рідина поступає в ПП, що спрямовує її в порожнину РК, де вона переміщується в полі дії відцентрових сил та сил Кориоліса [55], крім того, при обертанні РК в рідині виникає різниця тисків з різних сторін лопатей [56]. В результаті на виході з РК рідина має вищу потенціальну та кінетичну енергію. Для додаткового перетворення кінетичної енергії в потенціальну насоси обладнуються відповідними пристроями різної конфігурації. В порожнині між РК та відповідним пристроєм напір вищий ніж в ПП, що спричинює потік рідини між РК та корпусом в напрямку входу в РК. Для їх зменшення, тобто зменшення гідравлічних втрат, використовують ущільнення шийки РК.

Важливе питання ущільнення гідравлічної порожнини насоса вирішується застосуванням ущільнень валу або конструктивної схеми герметичного насоса. Кращими ущільненнями за технічними характеристиками можна вважати торцеві механічні, що мають ряд позитивних властивостей: вони зносостійкі, працюють з малим витокком, малочутливі до биття валу. Однак, застосування ущільнень цього типу в моноблочну консольному насосі має недолік – збільшення довжини вихідної ділянки валу електродвигуна, що в свою чергу чинить негативний вплив на умови роботи підшипників та знижує критичну швидкість обертання валу [19,53]. Крім того, вони не забезпечують надійної герметизації.

Параметр, що суттєво впливає на робочий процес та конструкцію насоса є кількість потоків (рис. 1.3) [46]. Недоліком робочого процесу однопотічного насоса є виникнення осьової сили (направленої в сторону всмоктування) спричиненої несиметричністю епюр тиску з обох боків РК. Зазвичай вона сприймається зовнішнім

упорним підшипником кочення або ковзання з масляним змащуванням. У герметичних насосах з мокрим ротором осьові сили сприймаються внутрішнім підшипником з водяним змащуванням, який за тих же геометричних параметрів може сприйняти менші зусилля ніж при змащуванні маслом, або гідроп'ятою, яка ускладнює конструкцію насоса [48]. При відносно низькому бажаному напорі та великій подачі доцільно застосовувати двопотічні насоси. Перевагами даної конструкції є теоретично врівноважений ротор від дії осьових сил, через симетричність робочого колеса та потоку рідини, та покращення кавітаційних властивостей, через зниження швидкості на вході в РК [57]. Особливостями конструкції є застосування напівспірального підвідного пристрою та спірального відвідного пристрою. Зазвичай такі конструкції мають прохідний вал з виносними підшипниками, тобто мають двоє ущільнень валу, що знижує надійність та підвищує експлуатаційні витрати.

Крім основних робочих параметрів насоса (напір, подача, потужність, ККД, частота обертання, висота всмоктування (кавітаційний запас)) важливими є ергономічні показники – рівень шуму та вібрації, рівень протікання рідини з порожнини насоса в зовнішнє середовище та вартість життєвого циклу.

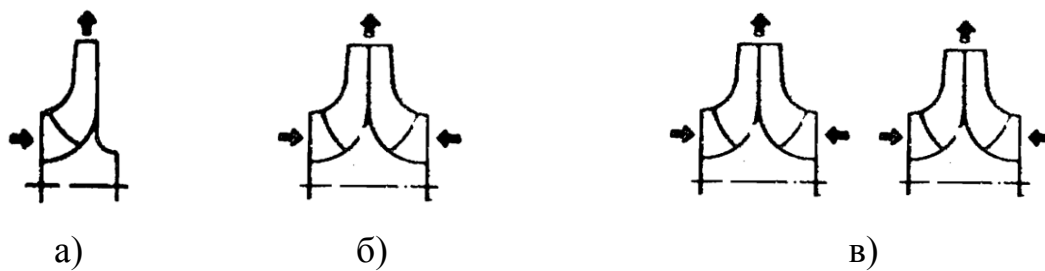


Рисунок 1.3 – Класифікація насосів за кількістю потоків [46]:

а) однопотічний; б) двопотічний; в) чотиріпотічний.

### 1.3 Конструктивні особливості герметичних насосів

#### 1.3.1 Класифікація герметичних насосів

Аналіз літературних джерел показав, що існуючі конструктивні схеми герметичних насосів мають велику різноманітність і залежать від властивостей



речовин, що перекачується. Основними характеристиками рідини, які впливають на конструктивне виконання насоса, є хімічна активність, температура, вміст твердих частинок, густина та в'язкість. Герметичні насоси можна класифікувати за наступними категоріями: за призначенням, за типом електричного двигуна, за способом герметизації, за розташуванням ротора, за температурою робочого середовища, за способом змащування підшипникових вузлів та за способом охолодження приводу [53].

За призначенням герметичні насоси поділяються на насоси для перекачування води, хімічно активних та токсичних, вибухо- та пожежонебезпечних, горючих та радіоактивних і дуже дорогих рідин [49].

За температурою рідини, що перекачується, вони поділяються на насоси для перекачування рідини температурами  $-270^{\circ}\text{C} \dots +100^{\circ}\text{C}$ ,  $+100^{\circ}\text{C} \dots +450^{\circ}\text{C}$ ,  $+450^{\circ}\text{C} \dots +600^{\circ}\text{C}$ , що визначає конструкцію системи охолодження [49,53].

Хімічна активність та температура речовин впливає на вибір матеріалів елементів конструкції насоса. Перевагу надають вуглецевим та нержавіючим сталям, титану, чавуну, фторопластам, керамічним та композитним матеріалам. Вміст твердих частинок в рідині в насосах з «мокрим» ротором та «мокрим» статором електричного двигуна обмежується до 0,2%, а розмір до 0,02 мм. На конструкцію насоса з «сухим» двигуном кількість та розмір твердих частинок не впливає.

Герметичні насоси можуть оснащуватися електроприводом з постійними магнітами, асинхронним регульованим чи не регульованим електроприводом та трансформатно-асинхронною системою.

Серед сфер використання герметичних насосів варто зупинитися на хімічній галузі. Її особливість – це мала швидкість протікання хімічних реакцій під високим тиском, тобто їй притаманне використання насосів з низьким коефіцієнтом швидкохідності. Ці вимоги можуть задовольнити відцентрові, вихрові та лабіринтові насоси [49].

### 1.3.2 Аналіз конструкцій електродвигунів герметичних насосів

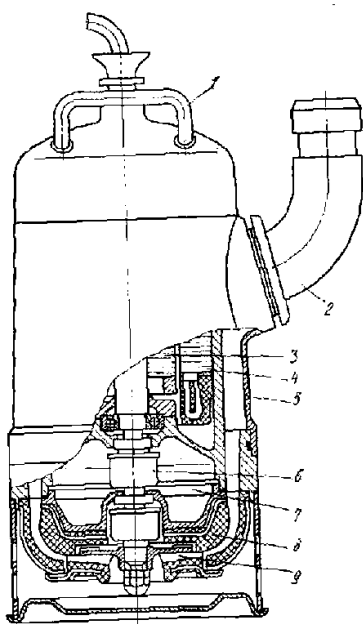
За конструктивними особливостями приводу насоса розрізняють насоси: з сухим, заповненим нейтральною рідиною, «мокрим» (екранованим) ротором та «мокрим» статором електричного двигуна.

Конструкції насосів з «сухим» електричним двигуном мають 3 типи виконання – з ущільненням валу, магнітною муфтою та герметичною механічною муфтою. В першому випадку для забезпечення герметичності між проточною частиною насоса та приводом розміщені ущільнення різних конструкцій (рис. 1.4а). Деякі ущільнення характеризуються протіканням робочого середовища, що є необхідним для змащування поверхонь тертя. Для досягнення герметизації може використовуватися подвійне торцеве ущільнення, «запірна» рідина або «газове ущільнення» (рис. 1.4б), що суттєво ускладнює конструкцію насоса. Для його реалізації буферний об'єм (8) вибраний таким чином, щоб рідина не піднімалася вище заданого рівня. Даний тип ущільнення застосовується тільки для вертикальних насосів.

Насоси з використанням **магнітної муфти** характеризуються абсолютною герметичністю завдяки наявності безконтактної передачі зусиль, через немагнітну гільзу. До її складу також входить ведуча та ведена напівмуфти, яка може бути роз'ємна з приєднанням до електричного двигуна та моноблочна (рис. 1.5).

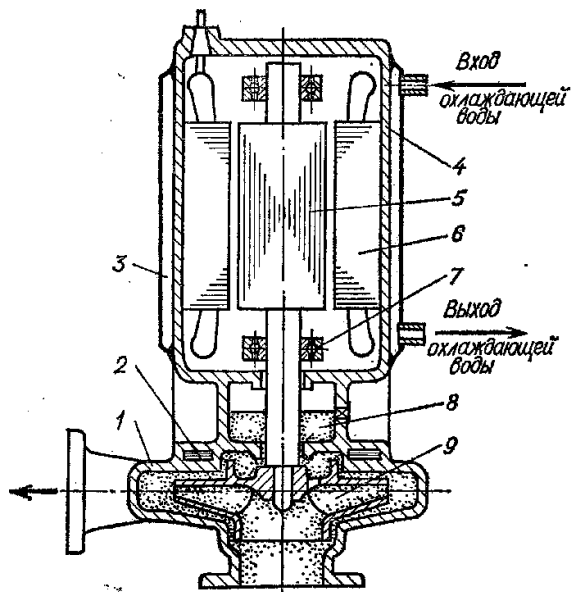
В першу чергу недоліком магнітної муфти є низька енергоефективність, бо магнітний потік перетинає два повітряних зазори, бо обидві напівмуфти рухаються, а між ними знаходиться нерухома гільза. Магнітна муфта може працювати в обмеженому діапазоні тиску та температури робочого середовища, щоб уникнути надмірної деформації тонкостінної гільзи. Зі зростанням частоти обертання валу величина моменту, що передається, зменшується в наслідок виникнення наведених струмів в гільзі, що розмагнічують постійні магніти. Магнітна муфта здатна передавати тільки визначений допустимий крутний момент. Недоліком також є підвищений рівень шуму у порівнянні з екранованим двигуном. Крім того, насосний агрегат з магнітною муфтою має великі габарити в осьовому напрямку та

велику масу, високу ціну, яка спричинена значною вартістю постійних магнітів [53].



1 – ручки, 2 – напірний патрубок, 3 – ротор, 4 – статор, 5 – корпус, 6 – торцеве ущільнення, 7 – камера розділова, 8 – обрєзинений відвідний пристрій, 9 – РК

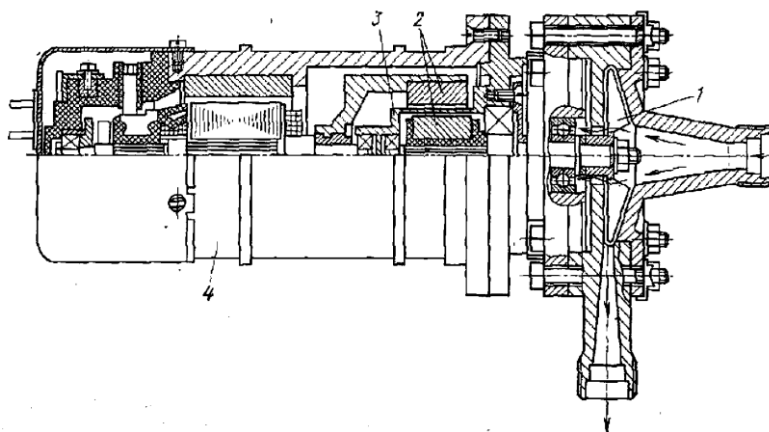
а)



1 – спіраль насоса, 2 – тепловий бар'єр, 3 – сорочка водяного охолодження, 4 – корпус двигуна, 5 – ротор, 6 – статор, 7 – підшипник кочення, 8 – буферний об'єм з автоматичним регулюванням рівня рідини, 9 – РК

б)

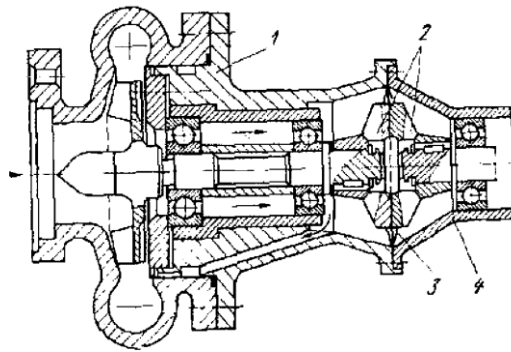
Рисунок 1.4 – Насос з «сухим» електричним двигуном: а) електронасос ГНОМ 25-20 [53]; б) електронасос НЦВ-315/10 [50]



1 – насос, 2 – магнітна муфта, 3 – стакан магнітної муфти, 4 – електричний двигун

Рисунок 1.5 – Моноблочний насос з магнітною муфтою [53]:

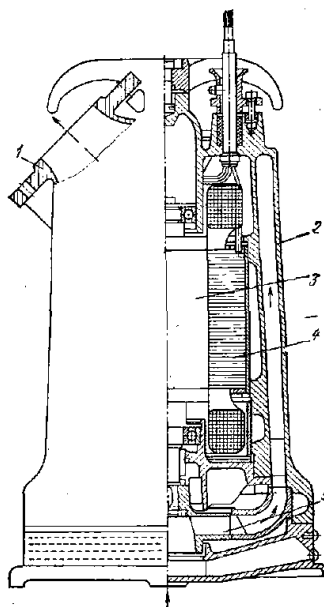
Герметична механічна муфта (рис. 1.6) здійснює передачу крутного моменту через діафрагму (3) за допомогою роликів (2) [53]. Конструкція вимагає високої точності центрування і не знайшла широкого розповсюдження.



1 – корпус насоса, 2 – ролики, 3 – діафрагма, 4 – корпус муфти

Рисунок 1.6 – Насос з та герметичною механічною муфтою [53]:

**Електричний двигун заповнений нейтральною рідиною**, має подібне конструктивне виконання до «сухого» електричного двигуна. Проте, статорна обмотка виконана масло- та водостійкою, внутрішній простір, що також відділений механічним ущільненням, заповнений маслом чи іншою нейтральною рідиною (рис. 1.7). Масло покращує процес охолодження. Недоліком є те, що рідини можуть змішуватися в процесі експлуатації при зношенні механічного ущільнення.



1 – фланець напірного патрубку, 2 – корпус насоса, 3 – ротор, 4 – статор, 5 – РК

Рисунок 1.7 – Моноблочний насос типу ВС-65 фірми «Плеугер» [53]

Конструкції насосних агрегатів з **екранованим електричним двигуном** містять спеціальні тонкостінні циліндричні гільзи з немагнітного матеріалу. Вони захищають обмотку статора та магнітопроводи ротора від контакту з робочою рідиною (рис. 1.8) [53]. Найкращим конструктивним матеріалом для гільз є титанові сплави. Рідина омиває ротор та гільзу статора та охолоджує їх. Ресурс роботи електричного двигуна безсальникового насоса може становити 25-30 років [50].

У конструкції насосів з **«мокрим» статором** порожнина електричного двигуна заповнена робочою рідиною, що має безпосередній контакт зі статором і ротором (рис. 1.9). Обмотки статора покриваються ізоляцією стійкою до впливу робочого середовища, а магнітопроводи ротора – захисним лаком, оловом, цинком або хромом [48]. Для агресивних середовищ використовується ізоляція з поліхлорвінілу, фторопласту, поліетилену та інших пластмас [49]. При перекачуванні нейтральних середовищ, наприклад, трансформаторного масла, відсутні ущільнення на валу та необхідність в застосуванні спеціальних матеріалів для ізоляції статорної обмотки. Недоліком є необхідність застосування матеріалів для покриття статорної обмотки та додаткового ущільнення електровиводів з двигуна, що постійно перебувають під тиском рідини [48].

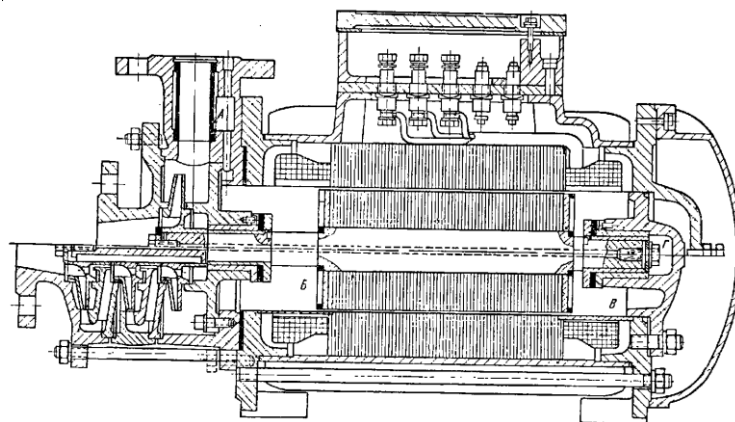


Рисунок 1.8 – Горизонтальний безсальниковий насос з внутрішнім підведенням води для змащування і охолодження підшипників [49].

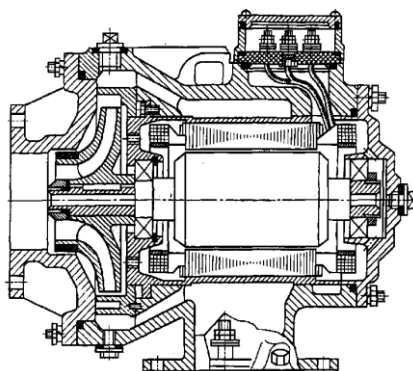


Рисунок 1.9 – Герметичний моноблочний насос типу ЄЦТ [54].

За вище описаних конструкцій насос і електричний двигун формують єдиний агрегат. На спільному валу розміщене РК та ротор електричного двигуна. Рідина, що перекачується, змащує підшипники (зазвичай ковзання). Частина рідини, що проходить між ротором і статором, омиває та охолоджує їх. Розміщення рухомих елементів в рідині знижує рівень шуму.

Перспективним напрямком розвитку конструкцій герметичних насосних агрегатів є використання приводу на основі **трансформаторно-асинхронної системи** (ТАС) [58...61]. Вона містить короткозамкнутий ротор та короткозамкнутий статор, що з'єднаний з трансформаторним перетворювачем за допомогою фазних стержнів, які проходять через герметичну перегородку. Відсутність екрануючої гільзи між ротором і статором зменшує конструктивний зазор між ротором і статором, що значно підвищує енергетичні характеристики двигуна на основі ТАС в порівнянні з екранованими електродвигунами. Наприклад, макетний зразок ТАС АДГО-М-1-1 номінальною потужністю на валу 1,1 кВт і частотою обертання валу 2850 об/хв з робочим зазором між ротором і статором 0,5 мм в порівнянні з серійним герметичним двигуном 2ДМШ з робочим зазором 1,8 мм (товщину екрану з нержавіючої сталі 1 мм) має ККД вище на 6 пунктів (68% проти 62%), коефіцієнт потужності вище в 1,13 раз (0,7 проти 0,62) та меншу масу (24 проти 31 кг) [58]. Застосування z-фазної обмотки зменшує його масу [61]. Застосування трансформаторного перетворювача числа фаз, що змінює частоту струму, дозволяє підвищити частоту обертання ротора насоса. Це в свою чергу

дозволяє зменшити кількість ступенів, що покращить вібростійкість ротора, зменшить масу, габарити та вартість насоса [57].

Недоліком ТАС є необхідність близького розташування трансформаторного перетворювача та короткозамкнутого статора, так як через стержні (4) протікає низька напруга з високим струмом.

Сучасних конструктивних рішень насосів на основі ТАС не виявлено, наявні тільки прототипи [62,63], проте перший насос (рис. 1.10) був розроблений в 1932 році радянським інженером Суряниновим [50]. Величина напруги в стержня не перевищувала декількох вольт і обмотка статора могла працювати без додаткової ізоляції при перекачуванні не агресивних середовищ. Конструкція не виготовлялася, через відсутність необхідних матеріалів для забезпечення надійності експлуатації.

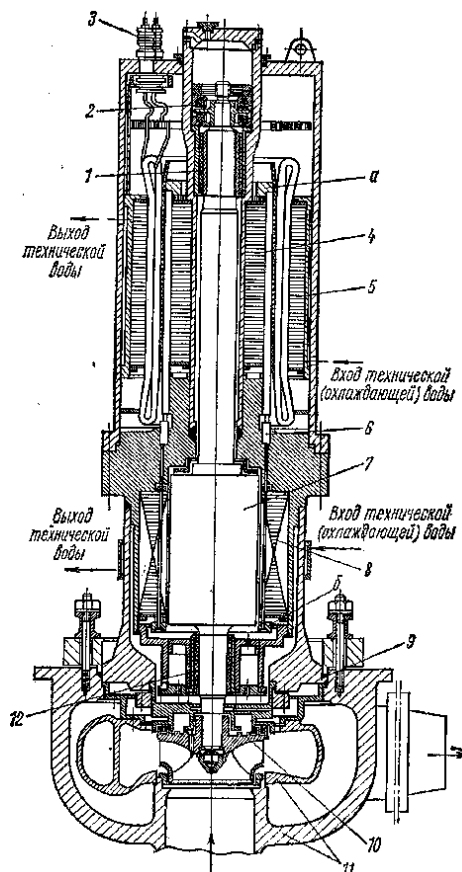
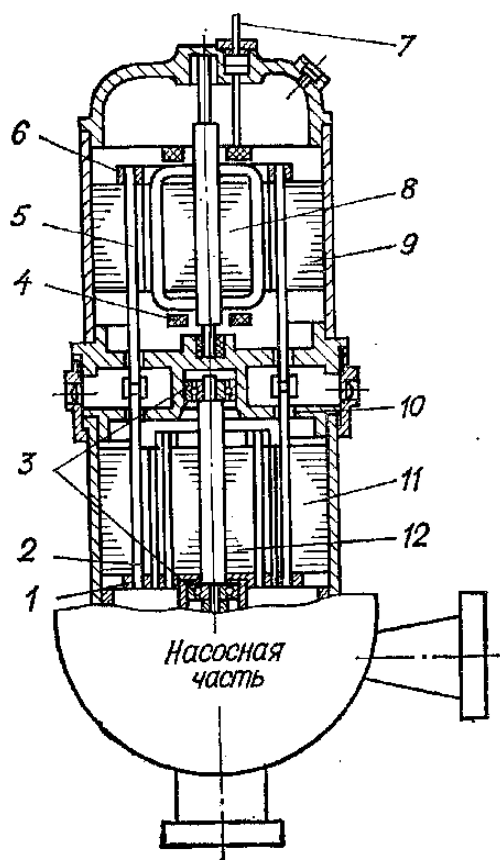
Герметичний відцентровий насос з ТАС ЦЭН-138/2 (рис. 1.10) розроблений для застосування в контурі атомних реакторів [50]. Недоліками конструкції є наявність додаткового насоса для перекачування рідини, яка охолоджує обмотки мокрого електричного двигуна, що спричинює зниження ККД насосного агрегату, сприйняття осьової та масової сил підшипником кочення, що знижує надійність та довговічність експлуатації насосного агрегату.

### 1.3.3 Аналіз способів організації змащування підшипників

**Спосіб змащування підшипників** визначає схему циркуляції рідини в середині агрегату. Можна виділити наступні принципові конструкції.

**Насоси з підшипниковими вузлами, що змащуються рідиною, яка перекачується і поступає з напірного патрубку** (рис. 1.8, 1.11 а), мають просту конструкцію і можуть використовуватися для перекачування агресивних рідин. Недоліком конструкції є жорсткі вимоги до робочого середовища: рідина не повинна містити твердих абразивних та волокнистих включень; її температура не повинна перевищувати 80°C (за умови відсутності додаткового охолодження рідини, що подається до підшипникових вузлів), тому що вона омиває гільзу

статора і ротора, охолоджуючи їх; насос може працювати у вузькому діапазоні можливої робочої характеристики, так як при значному зниженні напору, тиск в підшипниках може бути не достатнім для забезпечення стабільних гідродинамічних процесів [49]. При наявності механічних включень в робочому середовищі перед підшипниковими вузлами встановлюються спеціальні фільтри [49, 53].



1 – короткозамикаюче кільце стержневої обмотки статора електричного двигуна, 2 – стержень обмотки статора, 3 – підшипники, 4 – обмотка статора перетворювача, 5 – стержень обмотки вторинної сторони перетворювача, 6 – короткозамикаюче кільце стержневої обмотки вторинної сторони перетворювача, 7 – електроввід статора перетворювача, 8 – статор перетворювача, 9 – вторинна сторона статора перетворювача, 10 – ущільнення стержня, 11 – статор електричного двигуна, 12 – ротор з короткозамкнутою обмоткою

1 – радіальний підшипник, 2 – упорні підшипники, 3 – електроввід, 4 – вторинна система перетворювача з стержневою обмоткою, що замкнута кільцем а, 5 – статор перетворювача фаз і напруги, 6 – ущільнення стержнів, 7 – вал короткозамкнутого ротора, 8 – статор електричного двигуна з стержневою обмоткою, що замкнута кільцем б, 9 – ущільнення, 10 – РК, 11 – спіраль та корпус, 12 – радіальний підшипник

Рисунок 1.10 – Конструктивна схема герметичного насоса:

а) Сурянинова [50]; б) ЦЭН-138/2 з ТАС [50]



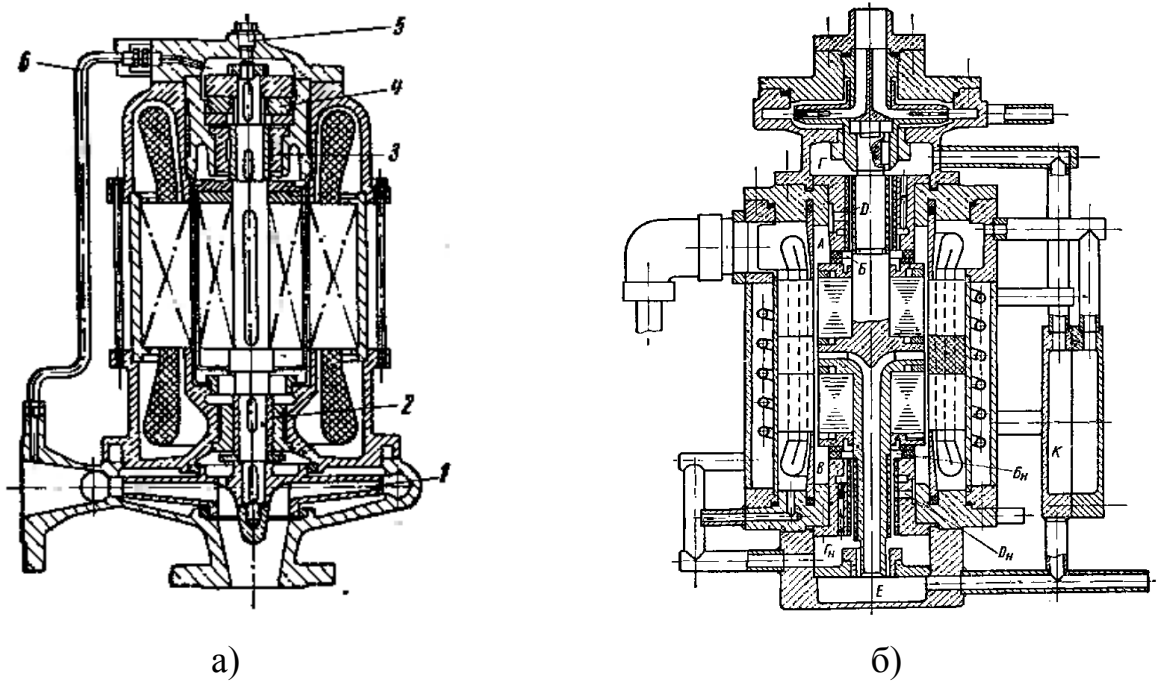


Рисунок 1.11 – Герметичні насоси: а) вертикальний насос із зовнішнім підведенням води для змащування і охолодження підшипників [48]; б) насос з автономним контуром змащування підшипників та додатковим контуром охолодження статора [49].

Насоси з підшипниковими вузлами, що змащуються автономним контуром з використанням додаткового робочого колеса на валу (рис. 1. 20 б) або окремого нагнітача призначені для перекачування агресивних та гарячих рідин. В автономному контурі змащування, що відділений ущільненням у вигляді вузької щілини або торцевого ущільнення, має бути охоложене робоче середовище або інша холодна рідина, попадання якої допустимо в проточну частину насоса [49]. При цьому, для забезпечення одностороннього протікання рідини з автономного в робочий контур, її нагнітання здійснюється з надлишковим тиском. Конструкції характеризуються відносно більшими масогабаритними показниками, вищою вартістю, додатковими витратами на обслуговування та експлуатацію (нижча енергоефективність).

Недоліком насосів з напівсухим тертям в підшипниках (без нагнітання рідини) в підшипниках є обмеження по потужності насоса та складність виготовлення підшипників [49].

### **1.3.4 Аналіз способів охолодження електродвигуна герметичного насоса**

**За способом охолодження електродвигуна насоса** конструкції поділяють на: охолоджувані повітряним потоком (рис. 1.5) і рідиною, що перекачується, (рис. 1.8, 1.11); рідиною, що перекачується, з додатковим охолодженням (рис. 1.11 б); зовнішнім автономним контуром (рис. 1.4 б) та комбінованим (дві рідини не змішуються, але обидві охолоджують електричний двигун) (рис. 1.12). При цьому рідина, що перекачується, може обмивати ротор та статор в середині корпусу або/та омивати статор ззовні корпусу в спеціальному відведеному просторі (рис. 1.9). При температурі робочого середовища вище 100°C конструкція містить термобар'єр (подовження корпусу або додатковий об'єм з рідиною) та ущільнення на валу для захисту електричного двигуна від додаткового нагріву (рис. 1.13). Найбільш ефективним відомим способом покращення охолодження ротору електричного двигуна є застосування теплових труб в порожнистому валі [64].

### **1.3.5 Аналіз конструкцій герметичних насосів з порожнистими валами та безвальних**

Для організації циркуляції рідини в корпусі насоса конструкція може містити порожнистий вал, через який проходить рідина контуру змащування підшипників та охолодження (рис. 1.8, 1.9, 1.11 б). Додатково для покращення охолодження або досягнення компактності моноблочного насоса через порожнистий вал може протікати частина (рис. 1.14) або увесь об'єм подачі насоса (рис. 1.11). Рідина може протікати через порожнину валу перед РК (рис. 1.15, 1.16) [65...68], між ступенями (1.17) та після них (рис. 1.12) [49,69,70], навіть, додатково містити шнек в середині [67,68]. Крім того, в насосі може бути відсутній вал взагалі. Насоси, в яких рідина проходить через отвори в роторі електродвигуна [71,53], не набули поширення, через їх низьку енергоефективність.

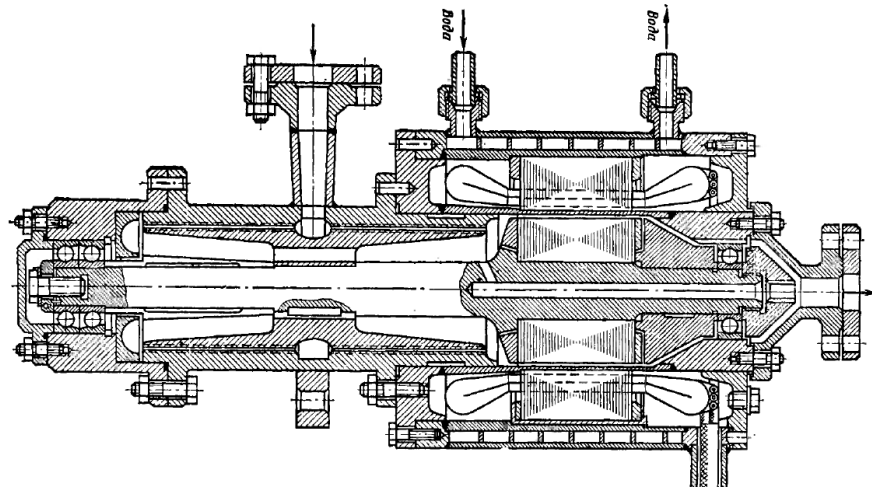
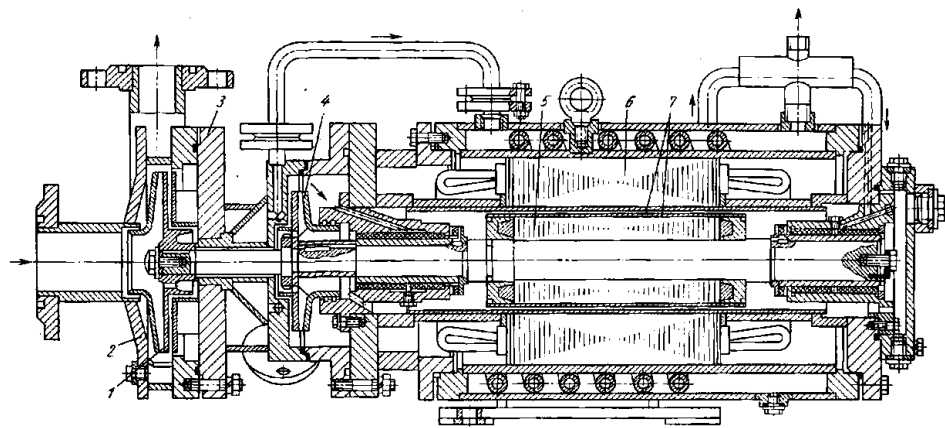


Рисунок 1.12 – Герметичний лабіринтний насос [69].

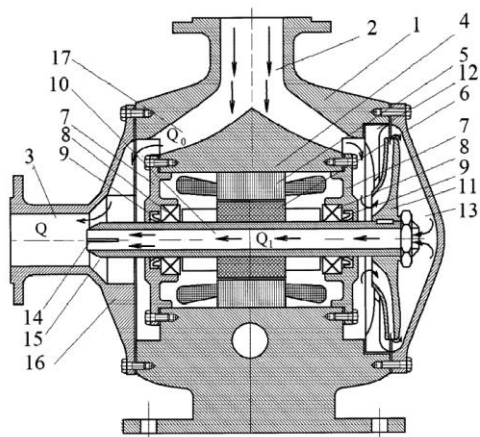


1 – РК, 2 – корпус, 3 – термобар'єр, 4 – додаткове РК, 5 – ротор, 6 – статор, 7 – гільза

Рисунок 1.13 – Герметичний насос ЦНГ-69/3 [53]

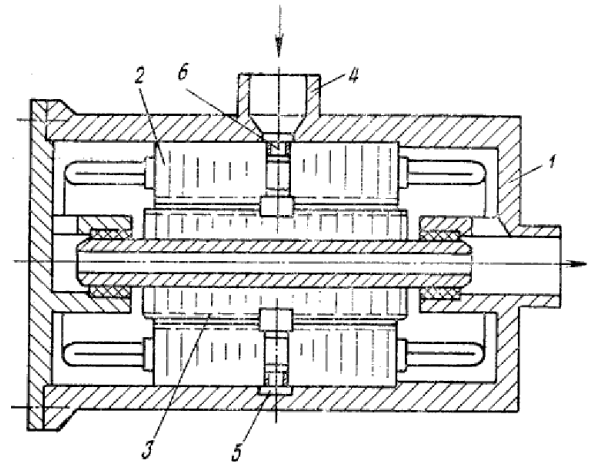
Згідно патенту [28] для покращення охолодження статора та ротора електродвигуна його розміщено в корпусі відцентрового насоса (рис. 1.14 а). Недоліком насоса є його низька енергоефективність, наявність торцевих ущільнень валу та необхідність сприйняття осьових сил.

Конструкція багатоступеневого лабіринтного моноблочного насоса (рис. 1.15) для підвищення енергоефективності містить два електричних двигуни, що обертають гвинти та втулки в різні напрямки, що спричинює зростання колової швидкості [65]. Підведення рідини здійснюється через порожнистий вал одного з електричних двигунів.



1 – корпус, 4 – електричний двигун, 5 – статор,  
6 – ротор, 8 – підшипники кочення, 9 – торцеві  
ущільнення, 10 – порожнистий вал, 11 – РК, 14  
– подовжня перегородка, 15 – камера  
змішування

а)

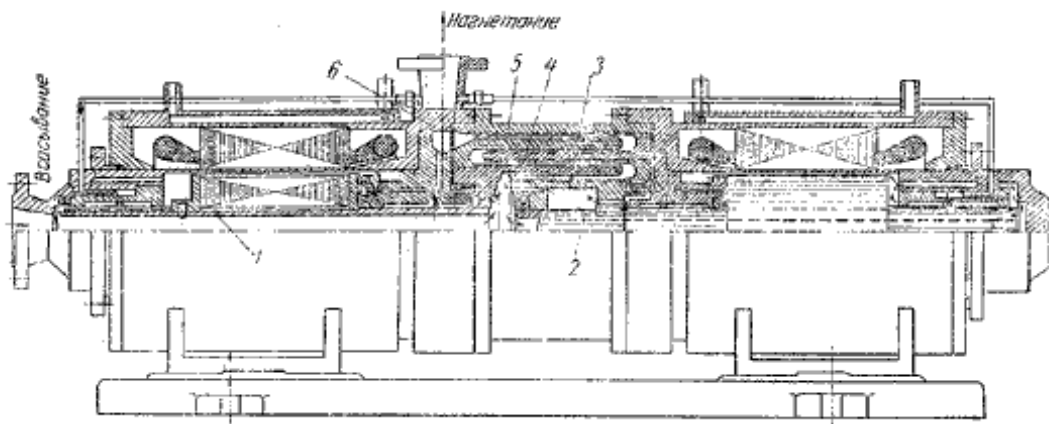


1 – корпус, 2 – статор електричного двигуна,  
3 – ротор, 4 – вхідний канал, 5 – кільцева  
проточка, 6 – радіальні отвори,

б)

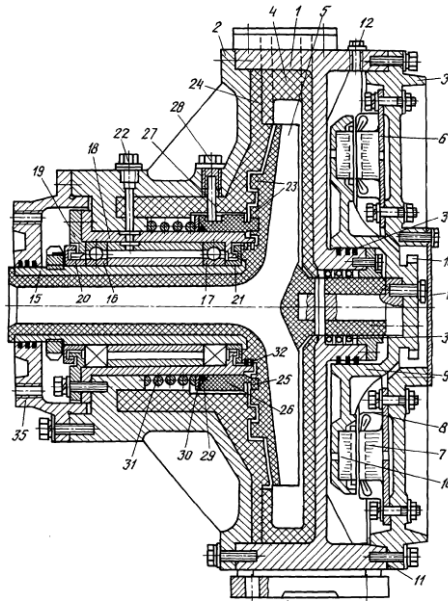
Рисунок 1.14 – Насоси з порожнистим валом: а) відцентровий [72];  
б) лабіринтний [73]

Конструкції з подовженою вхідною воронкою РК, що виконує функцію підвідного пристрою та валу, який розміщений в підшипниках (рис. 1.16) містить торцевий електродвигун [66], сили притягання якого діють в протилежному напрямку осевих гідравлічних сил. Недоліком є наявність гідроп'яти та ущільнень валу.



1,2 – вали, 3,4 – гвинти, 5 – нерухома втулка, 6 – корпус.

Рисунок 1.15 – Багатоступеневий лабіринтний моноблочний насос з порожнистим валом та двома електричними двигунами [65]



5 – РК, 9 – ротор, 15 – металева гільза, 16,17 – опорні підшипники, 20,21 – лабіринтні ущільнення, 25 – підп'ятник, 26 – контактна п'ята, 34 – радіальні ущільнення з резинових кілець.

Рисунок 1.16 – Моноблочний насос з торцевим електричним двигуном [66]

Недоліком конструкції багатоступеневого насоса з порожнистим валом (рис. 1.17) є проходження рідини через щілину між статором і ротором та порожнистий вал, вхід до якого здійснено через отвір в ньому, що спричинює значні втрати напору.

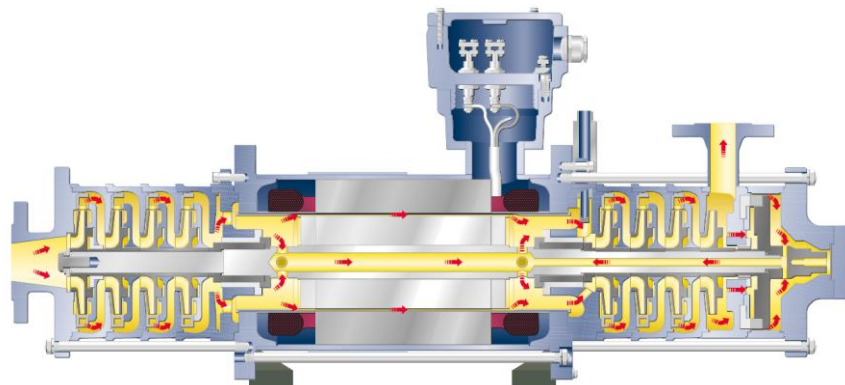


Рисунок 1.17 – Багатоступеневий моноблочний насос САМ-тендем фірми Hermetic-pumps [74]

Головна особливість **безвальних** конструкцій насосів [75...79] (рис. 1.18, 1.19) – це наявність РК двостороннього входу, в яке вмонтовано магнітні елементи або постійні магніти, та поєднання в один вузол ущільнення та підшипники. Конструкція може містити підшипники ковзання або магнітні підшипники. Статор

відокремлений перегородкою. За потужністю їх можна віднести до мікро- або дрібних насосів [52]. На нашу думку, недоліками конструкцій є відсутність вузлів урівноваження залишкової осьової сили, що знижує надійність та довговічність експлуатації насоса; проточна частина РК має недосконалу геометрію (з гідравлічної точки зору), що призводить до зниження ККД насоса та ускладнює конструкцію і технологію виготовлення РК; неможливість створення середніх або важких насосів за представленими конструктивними схемами.

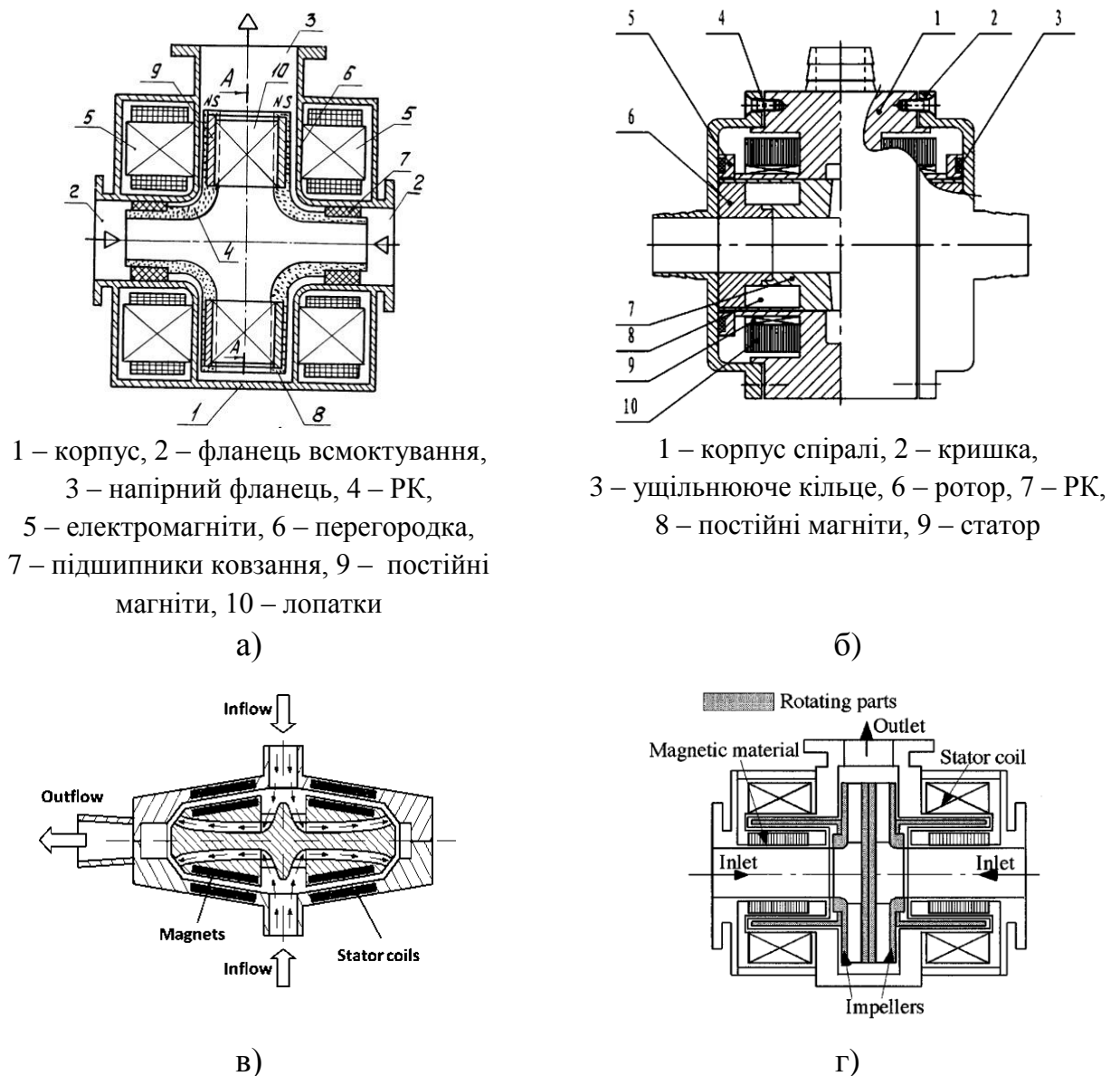
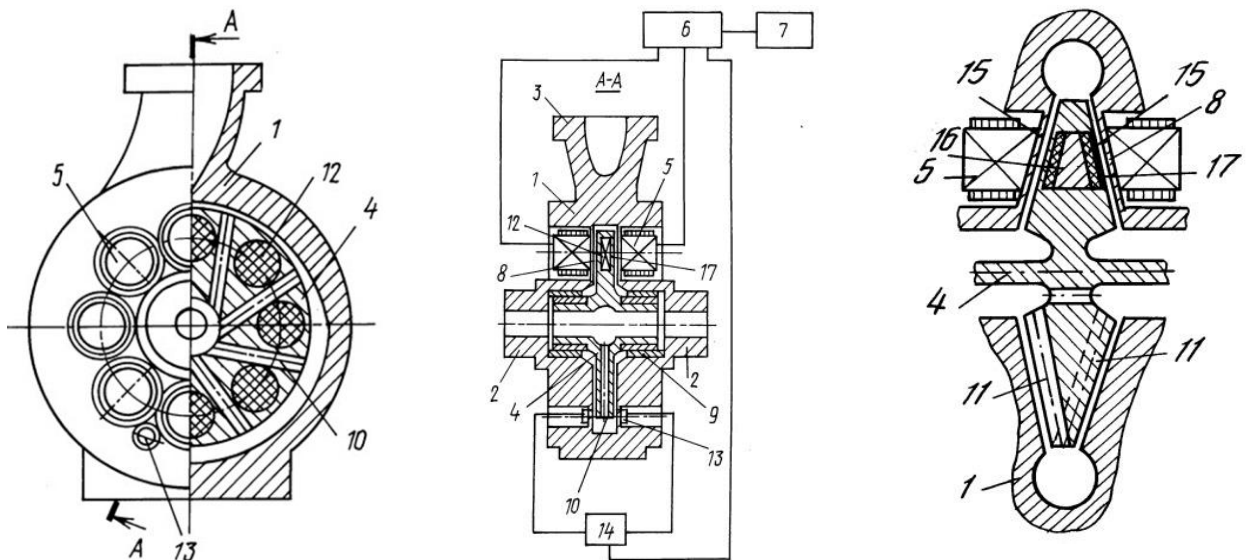


Рисунок 1.18– Принципові схеми безвальних насосів: а) з магнітними лопатками [75]; б) мінінасос [76]; в) з гідродинамічним позиціонуванням ротора [77]; г) з електромагнітними моторпідшипниками [78]



1 – корпус, 2 – фланець всмоктування, 3 – напірний фланець, 4 – РК, 5 – електромагніти, 8 – перегородка, 9 – підшипники ковзання, 10 – отвори, 11 – напіввідкриті канали, 12 – постійні магніти, 16 – вставка з магнітного матеріалу, 17 – кришки

Рисунок 1.19 – Герметичний насос типу Д [79]

#### 1.4 Аналіз підвідних пристроїв насосів

Проектування насоса передбачає вибір оптимальної конфігурації його проточної частини для забезпечення необхідних робочих параметрів з найвищим можливим ККД. Одним з основних елементів проточної частини насоса, що суттєво впливає на енергоефективність його робочого процесу, є ПП. Він є найбільш недооціненим елементом і майже жодна його конструкція не відповідає всім заявленим вимогам, а саме: рівномірне розподілення поля швидкостей в його поперечному перерізі у широкому діапазоні подач насоса; мінімальні гідравлічні втрати в потоці, що проходить через ПП; забезпечення необхідних кавітаційних властивостей; закручування потоку заданої величини та мінімізація інтенсивності зворотної течії на вході в РК [81...85]. Рекомендованою швидкістю рідини у підвідних трубопроводах є 2-3 м/с [45].

В першу чергу, на структуру потоку впливає тип (форма поперечного перетину) ПП. Нерівномірне розподілення складових абсолютної швидкості в поперечному перетині на вході в РК призводить до різних кутів натікання рідини вздовж вхідної кромки лопаті РК. Як наслідок, виникає нерівномірний розподіл

тиску на вході в РК, який впливає на утворення вихорів, і як результат – погіршує енергоефективність робочого процесу, кавітаційні, вібраційні і шумові характеристики насоса [85].

#### 1.4.1 Вплив форми підвідних пристроїв на робочий процес насоса

Багато вчених проводили дослідження структури потоку рідини на вході в робоче колесо. Степанов [83] вважає найкращим варіантом ПП – осьовий підвід з концентричною конфузornoю ділянкою перед входом в РК (рис. 1.19 а). Він має стабілізувати потік рідини та забезпечувати її підвід з рівномірним розподілом осьової складової абсолютної швидкості в поперечному перетині потоку. Проте, незначна нерівномірність розподілення складових абсолютної швидкості спостерігається зі зростанням радіуса в перетині потоку (рис 1.20 а) [86...88]. Махафей та ін. [89] підтвердили перевагу концентричного конфузора над ексцентричним конфузorem (рис. 1.21 в), що застосовується для запобігання утворення зон скупчення повітря, в розподіленні швидкості на вході в РК. Чеа та ін. [88] порівняли вигнутий підвідний пристрій (рис. 1.21 к), що застосовується в насосах «*in-line*», з осьовим підвідним пристроєм з концентричною конфузornoю ділянкою та виявили зниження коефіцієнта напору, що спричинено утворенням вихорів перед входом в РК.

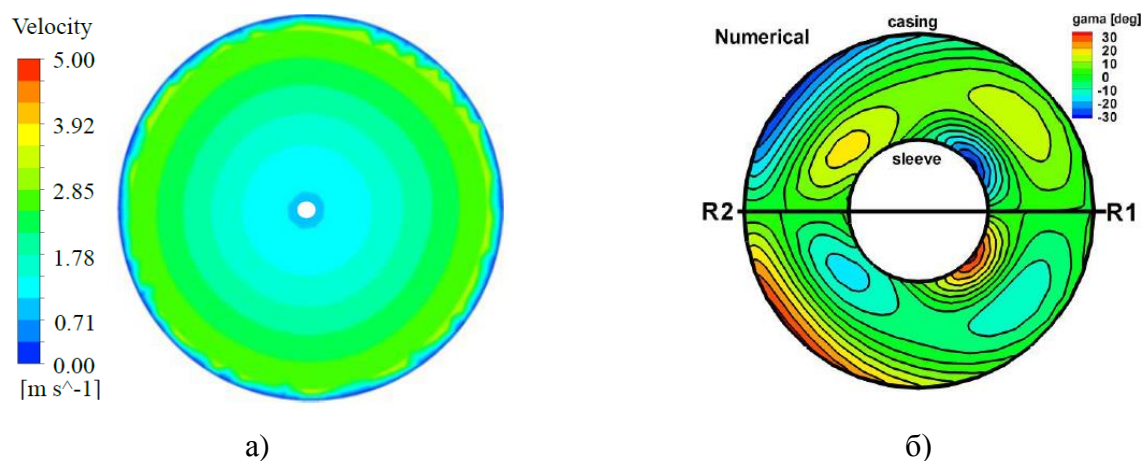


Рисунок 1.20 – Розподіл швидкості в поперечному перетині на вході в РК: а) прямолінійний ПП [86]; б) напівспіральний ПП Герметичний насос типу Д [91]



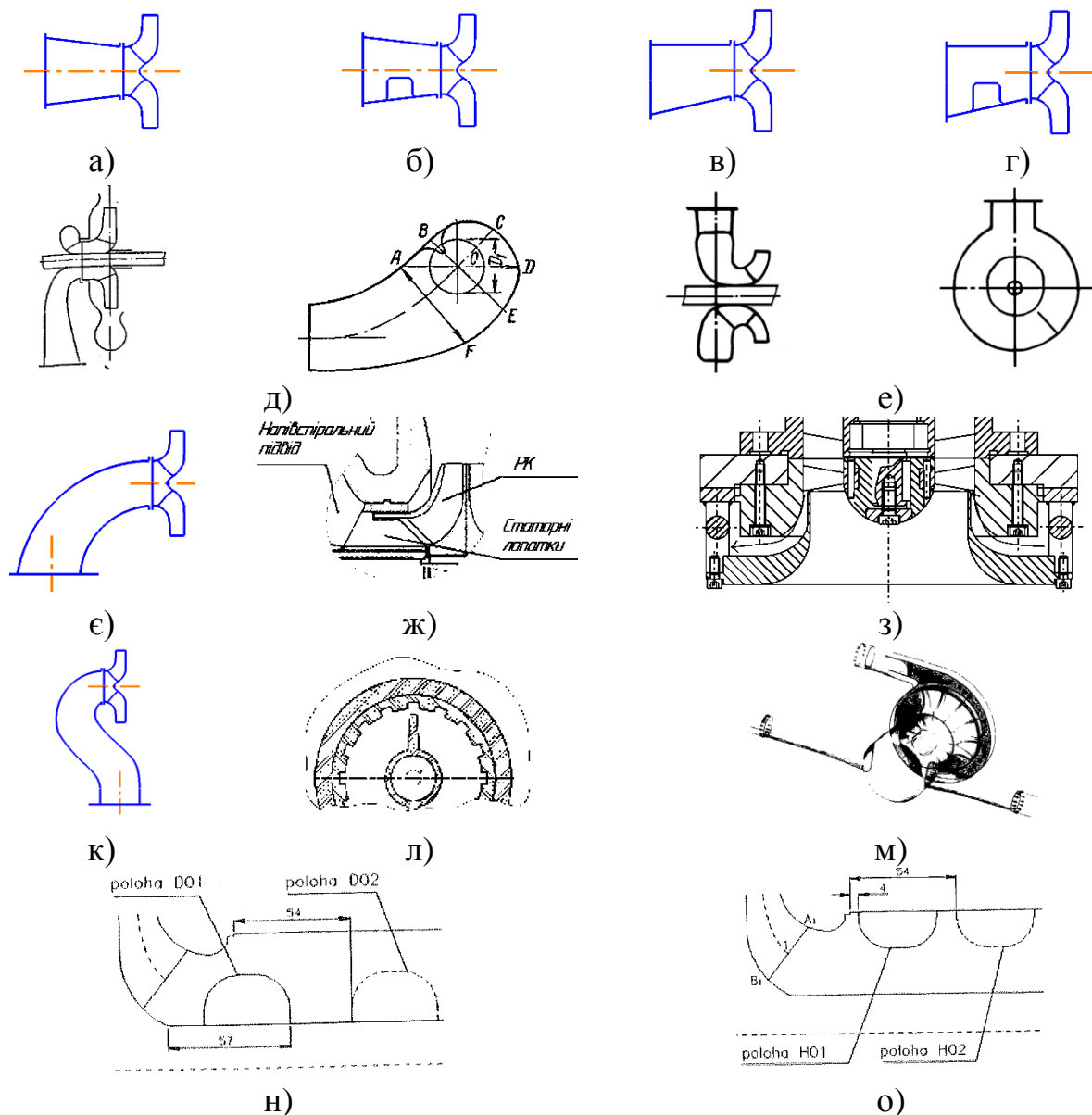


Рисунок 1.21 – ПП відцентрових насосів: а) осьовий ПП з концентричною конфузornoю ділянкою; б) осьовий ПП з концентричною конфузornoю ділянкою з ребром; в) осьовий ПП з ексцентричною конфузornoю ділянкою; г) осьовий ПП з ексцентричною конфузornoю ділянкою з ребром; д) напівспіральний ПП [83]; е) кільцевий ПП [57]; е) ПП з коліном великого радіуса; ж) комбінований напівспіральний ПП [93]; з) подвійний ПП [94]; к) в насосах «in-line»; л) негладка втулка шнека [94]; м) вхідна порожнина [96]; н) кільце в ПП в осі насоса [84]; о) кільце в ПП на околиці каналу [84]

Для насосів типу Д притаманне застосування бокових підвідних пристроїв, а саме напівспіральних або кільцевих (рис. 1.21 д, е). Їм притаманна нерівномірність

розподілу осьової складової абсолютної швидкості на вході в РК. В насосі типу Д з кільцевим ПП в діапазоні подач менше оптимальної [90] та наявність вихорів в поперечному перетині [91]. Єлін та ін. [92] отримали хорошу кількісну та якісну збіжність результатів числового моделювання бокового підводу з експериментальними даними при дослідженні розподілення швидкостей та тисків на вході в РК. Карапузова та ін. [93] проаналізували різні конструкції напівспіральних ПП та визначили, що колова складова абсолютної швидкості суттєво зростає на периферії поперечного перетину на вході в РК, а осьова – знижується. Виявили перевагу застосування комбінованого напівспірального ПП (рис. 1.21 ж) з статорними лопатками в формуванні рівномірної епюри меридіальної складової абсолютної швидкості на вході в РК, а при зміні лопаток можна досягати покращення всмоктуючої здатності або напору насоса.

Сонг та ін. [97] виявили, що кільцевий ПП (рис. 1.21 е) формує потік з меншою коловою складовою абсолютної швидкості у порівнянні з напівспіральним ПП (рис. 1.21 д) та коліном великого радіуса (рис. 1.21 є).

Лей та ін. [98] виявили, що позитивне закручування рідини потоку за допомогою вхідного направляючого апарату зменшує зону зворотного потоку та нерівномірність розподілення поля абсолютної швидкості, а зворотне (негативне) – навпаки. Також спостерігається підвищення енергоефективності робочого процесу та зниження напору при позитивному закручуванні потоку рідини перед РК [99,100].

При використанні насосів в поєднанні з різними промисловими агрегатами використовуються спеціальні вхідні об'єми перед ними. Жан та ін. [96] виявили закручену структуру потоку рідини в об'ємі вхідної порожнини (рис. 1.21 м), напрямком якого співпадає з напрямком обертання РК. Такі ж результати отримав Степанов [83] для прямолінійного ПП.

Лугова та ін. [101] збільшили радіус повороту потоку в ПП та досягли більш рівномірного розподілу потоку на вході до шнеку насоса.

Рудольф та Клас [102] дослідили вихрову структуру течії на вході у вертикальний насос, що перекачує рідину з відкритої водойми з глибини 1,47 м, та

виявили, що нерівномірність поля абсолютної швидкості на вході в РК зростає зі зростанням подачі.

Літературний пошук показує, що мало уваги приділено аналізу структури течії рідини в ПП з дифузornoю ділянкою. Проте, в конструктивних рішеннях насосів він зустрічається часто (рис. 1.5, 1.8, 1.11 а, 1.14) [19,45,103,104]. Його перевагою можна вважати зменшення швидкості на вході в РК, тобто зростання тиску і, як наслідку, зниження імовірності виникнення кавітації. В основному дослідження присвячені аналізу структури течії в дифузори, що є елементом гідравлічної мережі. Роса та Пінхо [105] оцінили коефіцієнт втрат тиску в вісесиметричному дифузори. Чісмадіа та Хос [106] визначили коефіцієнт втрат тертя для дифузору при протіканні через нього в'язкопластичних та статичних рідин. Дослідження Гао та ін. [107] показують, що структура течії в дифузори характеризується вихровими зонами та зворотними потоками поблизу стінок на виході з нього, що зменшують прохідний переріз. Єдині, хто відмітили вплив дифузора перед РК на робочий процес насоса, це Хергт та ін. [108]. Автори зауважили, що дифузор зменшує довжину зони рециркуляції перед входом в РК.

Більшість розглянутих робіт аналізують вплив форми або розмірів підвідного пристрою та величину подачі на структуру потоку, в тому числі напрям та величину колової та осьової складових абсолютної швидкості, але не висвітлюють їх залежність від обертання стінок ПП. Також, недостатньо описано вплив площі поперечного перетину ПП та його довжини на характеристики насоса.

#### **1.4.2 Можливості підвищення енергоефективності насоса за рахунок зміни геометричних параметрів підвідного пристрою**

В літературних джерелах з метою підвищення енергоефективності робочого процесу насоса представлені різні традиційні та не традиційні конструкційні рішення ПП. Як вже зазначалося, основними факторами які впливають на енергоефективність робочого процесу у ПП є закручування потоку на вході в РК, нерівномірний розподіл складових абсолютної швидкості та гідравлічні втрати.

Одним з дієвих методів запобігання виникненню закручування потоку в прямому ПП на вході в РК є застосування ребра (рис. 1.21 б, г) [88, 84] або декількох ребер під кутом до осі [109,110].

Перез Флорес та ін. [94] дослідили використання подвійного ПП (рис. 1.21 з), який забезпечує зменшення закручування потоку та стабілізацію напірної характеристики осьового насоса. Додаткове введення потоку рідини з високим тиском у ПП з незначним дифузором дало змогу контролювати рециркуляцію на вході в РК та покращити розподіл складових абсолютної швидкості [87].

Вахола [84] відмітив зміну напірної характеристики та ККД в межах 3% при введенні у ПП кільце (рис. 1.21 н, о), які звужують площу його поперечного перерізу. Рекомендовані позиції розташування кільця: а) кільце в осі насоса (рис. 1.21 н), віддалене від вхідного краю на відстань  $0.3428 D_2$ ; б) кільце на околиці (рис. 1.21 о) на відстані  $0,2 D_2$  або  $0,4 D_2$ . В осьовому насосі зменшення діаметру прохідного перерізу ПП на 25% за допомогою діафрагми привело до незначного підвищення енергоефективності, проте інші параметри залишилися без змін. Подальше зменшення діаметру призвело до зниження основних характеристик [84].

Курокова [111] представив переваги застосування канавок на стінках проточної частини насоса, в тому числі повздовжніх канавок перед входом в РК, що спричинює зменшення величини закручування потоку. Голтз та ін. [112] представили метод усунення нестабільності кривої напірної характеристики насоса за рахунок осьових канавок на стінках ПП. Янг та ін. [113] підтверджують зменшення величини закручування потоку та зміну кута натікання рідини на лопатки РК для осьового насоса.

Представлені результати свідчать про позитивний вплив ребер та канавок на структуру потоку рідини. Однак, за результатами літературного пошуку не виявлено джерел, що описують структуру потоку в ПП з ребрами та канавками, які обертаються, та вплив цих факторів на робочий процес насоса.

### 1.4.3 Вплив методу підведення рідини на кавітаційні процеси

Кавітація вважається одним з негативних явищ, які можуть відбуватися у проточній частині насоса. Її поява призводить до підвищення пульсації тиску, виникнення вібрації та шуму. При збільшенні зон кавітації знижується напір і енергоефективність роботи насоса. Наслідком довготривалого процесу є руйнування матеріалу конструктивних елементів проточної частини. Тому вчені та конструктори приділяють багато уваги дослідженню кавітації та шляхам зниження імовірності її виникнення в насосах. Як відомо, одним з факторів, що впливає на кавітаційні характеристики насоса, є структура потоку рідини на вході в РК насоса. Вона визначається тиском на вході у підвідний пристрій, його формою, геометрією вхідної частини РК, конструкцією шнеку (передвключеного колеса).

Найвідоміший метод усунення кавітації в РК є додаткове встановлення шнеку [95,114,115]. Гуо та ін. [114] визначили числовим моделюванням та підтвердили експериментально, що довгий шнек має кращі антикавітаційні властивості ніж короткий при номінальній подачі. Проте кавітація може виникати на лопатях шнеку. Єлін [116] розглядає можливість покращення ефективності функціонування шнека за рахунок застосування статорної втулки з ребрами навколо шнека (рис. 1.18 л). Ткач [117] підтвердив переваги використання даного методу для зниження кавітаційної ерозії. Янг та ін. [118] запропонували додаткове введення струменів потоку рідини перед шнеком для послаблення кавітаційних процесів у ньому.

Хоча, використання шнека вважається ефективним способом боротьби з кавітацією існує багато інших способів. В першу чергу слід відмітити, що Шуанг та ін. [119] отримали гіршу кавітаційну характеристику насоса двостороннього входу з радіальними лопатками РК ніж з профільованими. Ксіе та ін. [120] виявили, що отвори великого діаметру у лопатях РК поблизу входу та з меншим кутом до дотичної вхідної воронки покращують кавітаційні характеристики та не впливають на ефективність насоса. Сі та ін. [87] представили метод покращення кавітаційної характеристики відцентрового насоса шляхом додаткового введення струминного

поток рідини в ПП насоса. Проте, при збільшенні подачі додаткового потоку кавітаційна характеристика насоса погіршилася.

Тан та ін. [99, 121] виявили погіршення кавітаційної характеристики у випадку регулювання насоса закручуванням потоку рідини вхідними статорними лопатками перед РК. При цьому спостерігалось незначне підвищення напору і ККД.

При закручуванні рідини в кільцевому ПП спостерігається зменшення кавітаційної області на тильній стороні лопатей РК [122]. Проте збільшене закручування потоку в підвідному корпусі вертикального насоса призвело до утворення кавітаційного вихору [123].

Вахола [84] відмітив покращення кавітаційних характеристик відцентрового насоса при введенні у ПП кільця (рис. 1.21 н, о). Важливо відзначити, що результат при розміщенні кільця в ПП еквівалентний результату, який є при застосуванні відносно складнішої конструкції шнека. Крім того, Гюліх [85] відмітив ефективність використання діафрагми для зниження кавітації в насосі.

Осьовий ПП (1.21 а) забезпечує обертовий симетричний потік, а при подачі відмінної від оптимальної та відсутні ребра виникає рециркуляція на вході в РК [85]. Напівспіральный ПП (1.21 д) утворює зони з різною величиною закрутки по периметру входу в РК, що спричинене формою ПП та обертанням валу [85]. Це спричинює різну довжину зони кавітації [85]. Крім того, великий діаметр прохідного валу приводить до віддалення вхідної кромки лопаті від осі обертання, що в свою чергу приводить до зростання швидкості натікання на лопаті [124].

Хергт та ін. [108] описали найвідоміші способи підвищення кавітаційної характеристики. Автори відмітили вплив дифузора на зменшення довжини зони рециркуляції та зниження ризику виникнення кавітації. Гюліх рекомендує використовувати дифузор з одностороннім кутом  $5...10^\circ$  [85]. Лімбах [125] та Лі [126] проаналізували насос з дифузорним підвідним пристроєм, проте не описують вплив дифузора на характеристику та кавітаційні явища. Козубкова та ін. [127] дослідили кавітацію в дифузори за допомогою різних числових моделей кавітації та виявили незначну відмінність в отриманих результатах.

За результатами експерименту проведеного Сікора та ін. [128] процес появи кавітаційних бульбашок в прямій підвідній трубі насоса супроводжувався зниженням об'ємної витрати. Кунха та ін. [129] представили порівняння результатів числового та експериментального дослідження кавітації в насадці. Зона кавітації виникає відразу після раптового входу в насадку і розтягується під стінками.

Отже, огляд літературних джерел показує, що методів боротьби з появою кавітації багато, проте недостатньо описано вплив зміни площі поперечного перерізу ПП, дифузору та обертання стінок ПП на кавітаційні процеси в насосі.

## **1.5 Фізичні процеси в дифузори**

### **1.5.1 Розподіл швидкості та тиску в поперечному перетині дифузора**

Конструкція проточної частини насоса являє собою сукупність каналів змінної геометричної форми і для розуміння та вивчення особливостей гідравлічних процесів необхідно розділити їх на елементарні частини за формою. Основними частинами, які формують поверхні проточної частини є циліндр, дифузор та конфузор.

Течія рідини через дифузор є більш складною ніж в циліндрі та з більшими втратами, і тому потребує більше уваги при аналізі втрат у насосі. В першу чергу дифузор застосовується для зменшення швидкості потоку та збільшення статичного тиску з мінімальними втратами (рис. 1.22). Зміна профілю швидкостей залежать від кута розкриття дифузору, тому що, чим більший кут розкриття та довжина дифузору, тим інтенсивніше турбулентне перемішування, відривання приграничного шару та вихроутворення. Відривання приграничного шару відбувається під впливом позитивного градієнту тиску вздовж осі дифузору, як наслідок зниження швидкості при збільшенні площі поперечного перетину (рис. 1.22 б) [130]. Розташування місце відриву залежить від товщини приграничного шару та величини градієнта тиску [82]. Недоліком дифузора є виникнення вихорів, енергія яких при їх розчиненні переходить в тепло і не може

бути використана, та утворення застійної зони, що звужує поперечний перетин прохідного каналу гідравлічної частини насоса.

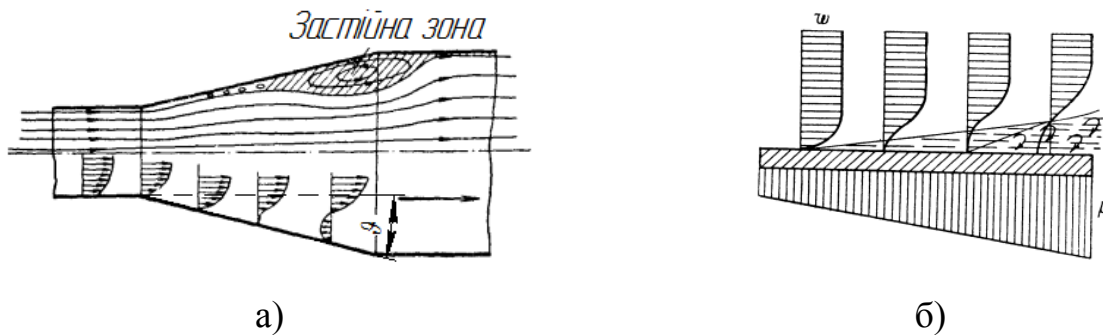


Рисунок 1.22 – Структура течії в дифузорі: а) профіль швидкості [82];  
б) приграничний шар [115]

### 1.5.2 Втрати в дифузорі та способи їх зниження

Як відомо, на величину втрат в дифузорі впливає кут розкриття, степінь розширення, товщина пристінкового шару, форма профілю розподілу швидкості на вході, степінь турбулентності, яка визначається числом Рейнольдса. Зазвичай втрати в дифузорі поділяють на втрати на тертя і місцеві на розширення. Вважається, що втрати на тертя менші ніж втрати на розширення [131]. Використання дифузорів з малим кутом розкриття на практиці є складним через збільшення габаритів проточної частини за довжиною, та зростання втрат на тертя. При збільшенні кута розкриття процес течії стає складнішим через відривну структуру течії, а описані залежності, які визначають параметри цього процесу часто не враховують його особливості, а тому дають значну похибку між експериментальними показниками та розрахунковими. Зміну профілю розподілу швидкості рідини в дифузорі можна здійснити за допомогою направляючих лопатей, які можуть впливати закручування потоку [132]. Цим вони провокують появу радіального прискорення та зниження товщини пристінкового шару.

З метою уникнення утворення вихорів для дифузорів з великим кутом розкриття ( $\vartheta > 30^\circ$ ) запроваджують додаткові технічні заходи, які дають можливість відсмоктувати або нагнітати рідину або газ в пристінковому шарі, встановлення



додаткового конусного профілю [132] або направляючих лопатей [130,132]. Заходи щодо відсмоктування або нагнітання у пристінковий шар рідини застосовуються для великих дифузорів, а інші варіанти застосовуються при перекачуванні газових середовищ, де втрати на тертя є малими, а розміри дифузору дозволять встановити тонкостінні лопаті. При впровадженні таких заходів за інформацією [132] підвищення ефективності становить 5-10% (при більших кутах розкриття такі заходи є більш ефективними).

Для дифузорів з кутом розкриття  $\vartheta > 10^\circ$  ефективним є використання криволінійних профілів стінки [130,132,133]. При кутах  $\vartheta = 20 \dots 30^\circ$  ефективність може зростати до 40% [133], а при  $\vartheta \leq 12,5^\circ$  навіть погіршуватися [130]. Також ефективним методом є заміна прямолінійного профіля на ступеневий [132]. Так як в кінці дифузора швидкість нижча ніж на початку, то і втрати від раптового розширення будуть незначними. Проте його застосування є обмеженим перед РК через значну зміну форми профілю розподілу швидкостей на виході. В таких випадках краще використовувати криволінійний профіль стінки дифузора [132]. Профіль розподілу швидкостей можна регулювати використанням прямолінійної ділянки після дифузору [132], проте такий підхід не можна застосувати в насосі перед РК. Для покращення форми профілю розподілу швидкості в дифузори з великими кутами розкриття дифузору також рекомендується застосовувати поперечні ребра на його стінках, що впливають на пристінковий шар рідини і знижують інтенсивність відривання потоку [134,135]. Згідно [130] зазначений захід дає змогу знизити опір дифузора до 2-х разів і вирівняти профіль швидкостей на виході. Найкращий результат можна отримати для  $\vartheta = 20 \dots 25^\circ$  [130,136]

Порівняння характеристики різних дифузорів проводиться з використанням коефіцієнта відновлення статичного тиску дифузору та ККД дифузора [130]. Однак, ці залежності є коректними за умови відносних довжин дифузора ( $l_{диф}/D_{ex.диф}$ ) більше двох, а для коротших дифузорів вони придатні тільки для приблизного порівняння.

Аналіз розглянутих літературних джерел показує, що незважаючи на проведені глибокі теоретичні дослідження, на сьогодні проведено не достатній

аналіз впливу геометричних параметрів дифузора розташованого перед входом в РК на робочий процес насоса, що ускладнює розробку конструкцій насоса з таким ПП.

### **1.5.3 Аналіз структури потоку при обертанні стінок дифузора**

Закручування потоку перед дифузором має сприятливий ефект на ефективність функціонування дифузору, бо завдяки відцентровій силі посилюється обмін моментами між основним потоком і пристінковим шаром [85] та наявний радіальний градієнт тиску [137]. Дауріціо та ін. [138] підтвердили зростання (відновлення) тиску на виході з дифузору та значну зміну профілів розподілу швидкості від величини закрутки потоку. На зростання ефективності впливають: кут розкриття, особливості закручування потоку на вході та режим течії. Проте, при безвідривній течії або з малим відривом закручування потоку майже не впливає на характеристику дифузору. З впевненістю про підвищення ефективності закручування можна сказати про дифузори з коефіцієнтом розширення більше 2 [139].

У випадку обертання стінки дифузора виникає колова складова абсолютної швидкості біля стінки (рис. 1.23). Це впливає на формування нерівномірного профілю швидкості на виході з дифузора. Позитивний вплив на структуру течії в обертовому дифузори відмітив Пфлейдемар [140]. Байкар та ін. [137] експериментально досліджуючи вплив обертання стінок дифузору на структуру повітряного потоку виявили, що він посилюється з віддаленням від входу, а вплив частоти обертання дифузору зростає зі збільшенням числа Рейнольдса, крім явного факту збільшення колової складової швидкості зі збільшенням частоти обертання виявляється збільшення величини радіальної та осьової складових абсолютної швидкості біля стінок. Автори виділили два потоки в дифузори: внутрішній – осьова складова, зовнішній – колова складова. Вони підтвердили дані представлені на рис. 1.23 про вплив обертання стінок тільки на пристінковий шар. Куркин та ін. [141] експериментальним шляхом підтвердили розширення основного потоку на

виході з дифузора ( $\vartheta = 15^\circ$ ). Також Куркин та ін. порівняли експериментальні дані з результатами числового моделювання і прийшли до висновку про можливість застосування такого підходу при дослідженні структури потоку в дифузорі з обертовими стінками [142].

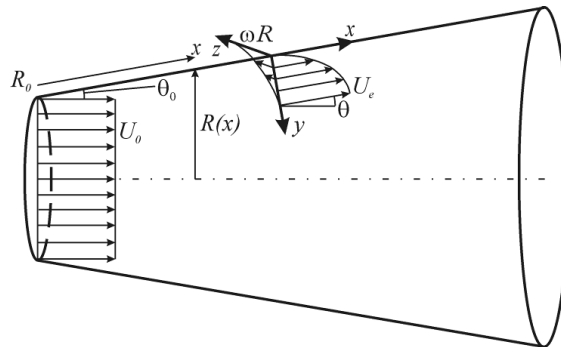


Рисунок 1.23 – Вплив обертання стінки на структуру потоку в дифузорі [141]

## 1.6 Основні вимоги до конструкції герметичного моноблочного насоса

За аналізом розглянутих гідравлічних систем у яких застосовується герметичні насоси перспективними є напрямки вдосконалення конструкції та виробництва вітчизняних насосів для мереж холодильних систем (в тому числі на кораблях, кондиціонування та охолодження) та теплових насосів, сонячних колекторів, систем автономного опалення (тепла підлога, приватні будівлі), та інших систем, що характеризуються використанням чистих рідин (розмір твердих частинок до 0,2 мм та їх вміст до 0,2%) з параметрами: густина  $600 \dots 1600 \text{ кг/м}^3$ , кінематична в'язкість  $60 \cdot 10^{-6} \dots 60 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$ , температура  $-50 \dots +60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Найбільш використовуваними рідинами у таких системах є вода, пропіленгліколь та етиленгліколь, світлі нафтопродукти. Перекачування рідин з більшою в'язкістю ніж у води має позитивно впливати на робочий процес підшипників, що змащуються рідиною, яка перекачується. Аналіз насосів, що застосовують в даних мережах (Додаток А), дає змогу вибрати параметри найбільш застосовуваних насосів з параметрами, що становлять напір близько 9-12 м, подача  $15\text{-}25 \text{ м}^3/\text{год}$  за

обертів валу 1450 об/хв. Слід відмітити, що герметичних насосів вітчизняного виробництва для даних параметрів не виявлено.

Виходячи з вище представленого аналізу конструкцій герметичних насосів, сфер їх застосування та нормативних документів, що визначають вимоги до герметичних насосів, з метою отримання експлуатаційних переваг над насосами з вище зазначеними робочими параметрами доцільно при розробці або модернізації звернути увагу на тип герметизації проточної частини насоса, конструктивні особливості валу насоса, будову приводу та його охолодження, вузлів сприйняття осьових сил:

1) З метою забезпечення герметичності, енергоефективності та надійності насосного агрегату доцільно використовувати моноблочну конструкцію з «мокрим» ротором електричного двигуна.

2) З метою ефективного охолодження електричних обмоток вважається доцільним розділення статорної частини двигуна на 2 частини, які компонуються симетрично відносно робочого колеса [31], а вал ротора моноблочного насоса має бути порожнистим.

3) З метою зниження гідравлічних втрат опору в проточній частині необхідно звернути увагу на розробку та впровадження заходів щодо зменшення опору руху рідини у ПП.

4) З метою підвищення кавітаційних параметрів та зниження осьових сил конструкція насоса має бути переважно двостороннього всмоктування.

## **1.7 Висновки**

Інформаційно-аналітичний огляд джерел щодо конструювання та експлуатації герметичних насосів, особливостей функціонування підвідних пристроїв та течії в каналах змінного перерізу дозволяє зробити наступні висновки:

1. Герметичні насоси являються невід'ємною складовою сучасної промисловості. З кожним роком їх сфери використання розширюються, а вимоги

до них посилюються. Найважливішими експлуатаційними показниками є надійність та вартість життєвого циклу.

2. Велика різноманітність конструкцій відцентрових герметичних насосів спричинена специфічними характеристиками рідин, що перекачується. В наш час найбільшого поширення здобули насоси з екранованим електричним двигуном, що характеризуються досить високою надійністю та ефективністю, або з магнітною муфтою. Створення нових матеріалів та технологій дає можливість розширювати параметри функціонування вузлів, що спричинює створення більш ефективних та надійних конструкцій герметичних насосів. Проте не вистачає цілісних досліджень особливостей їх робочого процесу у елементах гідравлічної частини: ПП (за умови їх обертання), РК, відвідного пристрою та пазух (щілин) між рухомими та нерухомими елементами насоса.

3. Геометричні параметри ПП визначаються конструктивними особливостями насоса та сферою його застосування. Вони впливає на його робочий процес і, як наслідок, напірні, енергетичні та кавітаційні характеристики насоса. Вплив діаметру, довжини та обертання стінок ПП та дифузору перед РК не висвітлені в достатній мірі, що підтверджує проведений літературний пошук і потребують проведення додаткових досліджень.

4. На основі проведеного аналізу літературних джерел виявлено необхідність проведення більш глибоких досліджень щодо особливостей робочого процесу в ПП та РК насоса з метою розробки та вдосконалення герметичних насосів низької швидкохідності.

Основні наукові результати розділу опубліковані в наукових працях автора [31, 32, 33].

## 2 МЕТОДИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОСА

Насамперед аналіз робочого процесу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом здійснено з використанням аналітичних методів, які базуються на складанні диференціальних або інтегральних рівнянь, що описують закони фізичних процесів, та на знаходженні їх точних або наближених рішень. Даний підхід застосовано для визначення параметрів протікання та аналізу електромагнітних і гідравлічних явищ, а також визначення вихідних геометричних параметрів проточної частини насоса (ОПП, РК, відвідного направляючого апарату). Результати проведених досліджень представлено в 3 розділі.

Потім було детальне дослідження параметрів течії рідини в проточній частині насоса. Зважаючи на велику кількість можливих варіантів комбінації геометричних параметрів ОПП, аналіз структури течії в середині проточної частини насоса шляхом фізичного експериментального дослідження є складним, трудомістким і коштовним. Інколи для дослідження структури течії в каналах застосовується PIV метод, однак у випадку проведення дослідження течії в дифузорі його неможливо застосувати через наявність оптичних викривлень викликаних кривизною стінок дифузора [142]. Отже, як основний метод для проведення аналізу робочого процесу насоса (просторової течії в'язкої рідини в насосі) обрано числове моделювання, а фізичний експеримент застосовано для перевірки результатів отриманих розрахунковим методом порівнянням показників робочих та розрахункових параметрів насоса. Використання даного підходу вважається достатньо точним для вирішення подібних задач [57,85,92,143] та широко використовується в сучасні науці [144...147]. Результати проведених досліджень представлено в 4 та 5 розділах.

## 2.2 Числове моделювання робочого процесу герметичного моноблочного насоса з осьовим підвідним пристроєм

### 2.2.1 Теоретичні основи числового моделювання

Дослідження робочого процесу герметичного насоса з порожнистим валом проведено шляхом числового моделювання в програмному середовищі ANSYS CFX, яке здійснює числові розрахунки параметрів руху рідини на основі диференціальних рівнянь. Рух в'язкої ньютонівської рідини описується системою, що складається з рівнянь Нав'є-Стокса (2.1) та нерозривності (2.2).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2.2)$$

де  $i, j = 1 \dots 3$  – підсумовування за однаковими індексами;

$x_1, x_2, x_3$  - осі координат;

$t$  – час;

$f_i$  – виражає дію масових сил (відцентрових та Кориоліса).

Гідравлічним машинам притаманний турбулентний потік рідини, що описується за допомогою усередненого рівняння Рейнольдса (2.3) [148].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i' u_j'}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + f \quad (2.3)$$

де  $\overline{u_i}, \overline{u_j}$  – усередненні за часом значення швидкості;

$\overline{u_i'}, \overline{u_j'}$  – пульсаційні складові швидкостей.

Система рівнянь Рейнольдса (2.3) не може бути розв'язаною, тому що пульсаційні складові є невідомими. Для замикання цих рівнянь застосовуються

різні моделі турбулентності [149]. Стандартна  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентності течії дає гарні результати для розрахунку гідродинамічних машин і є широко вживана при розв'язанні інженерних та наукових задач [88,86,129,143,144,150...153]. Вона описується за допомогою диференціальних рівнянь перенесення кінетичної енергії турбулентності  $k$  та швидкості дисипації  $\varepsilon$  [148]:

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

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

де  $P_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$  – член, що виражає генерацію енергії турбулентності  $k$ .

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

Параметри  $\varepsilon$  та  $\mu_t$  визначаються виразами:

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

Константи  $k$ - $\varepsilon$  моделі, згідно [149]:  $C_\mu = 0,09$ ;  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ;  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ;  $\sigma_k = 1,0$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ .

## 2.2.2 Методика проведення розрахункового дослідження

Проведення числового моделювання відбувається за стандартним алгоритмом дій:

1) підготовка тривимірної геометрії проточної частини насоса (SolidWorks);



- 2) створення розрахункової сітки на базі тривимірної геометрії проточної частини (ICEM-CFD);
- 3) постановка граничних умов моделювання (CFX-Pre);
- 4) налаштування параметрів та проведення розрахунку у стаціонарній або нестаціонарній постановці (CFX-Solver Manager);
- 5) обробка отриманих диференційних результатів (CFX-Post).

Твердотільна модель розрахункової області рідини відцентрового насоса двостороннього входу з порожнистим валом містить підвідну та напірну труби, ОПП, РК та відповідний пристрій (кільцевий або спіраль) з направляючим апаратом (рис. 2.1). При їх створенні було здійснено спрощення геометрії шляхом припущення щодо відсутності пазух в насосному агрегаті та симетричності потоків відносно РК насоса двостороннього входу для зменшення складності сітки та підвищення швидкості розрахунку. Такий підхід є загально прийнятим [144,153...156]. Згідно проведених розрахунків таке припущення вплинуло на результати в межах 1%. Дослідження проведено для двох розрахункових моделей, що відповідають прототипу та уточненій конструкції герметичного насоса з порожнистим валом. Їх детальні геометричні параметри приведені в наступних розділах з подальшим аналізом результатів.

Неструктуровану розрахункову сітку створено за допомогою програмного продукту ICEM-CFD (рис. 2.2). Розмір величини комірок вибраний шляхом проведення дослідження на сіткову незалежність (рис. 2.3). Поблизу твердих стінок в пограничному шарі були створені шари призматичних комірок. Крім того, поблизу вхідних і вихідних кромок лопатей сітка додатково згущена (рис. 2.2 в). Загальна кількість вузлів розрахункової області рідини насоса становила близько 2,1 млн для I варіанту та від 3,3 млн до 3,65 млн для II варіанту конструкції. ОПП, РК та відповідний пристрій відповідно містили 0,35 млн, 0,95 млн та 0,61 млн вузлів та від 0,5 млн до 0,85 млн (в залежності від довжини ОПП, його діаметру та структури негладких стінок), 1 млн та 1,25 млн вузлів.

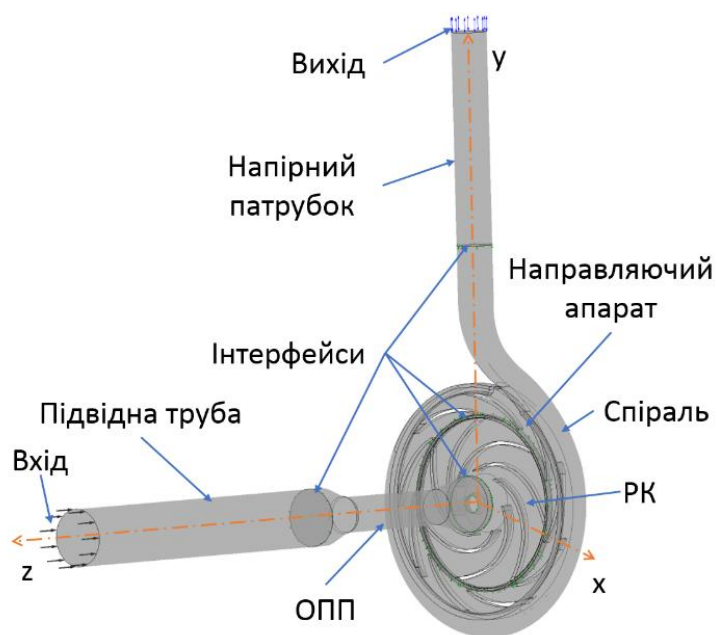


Рисунок 2.1 – Розрахункова модель в програмі Ansys CFX-Pre

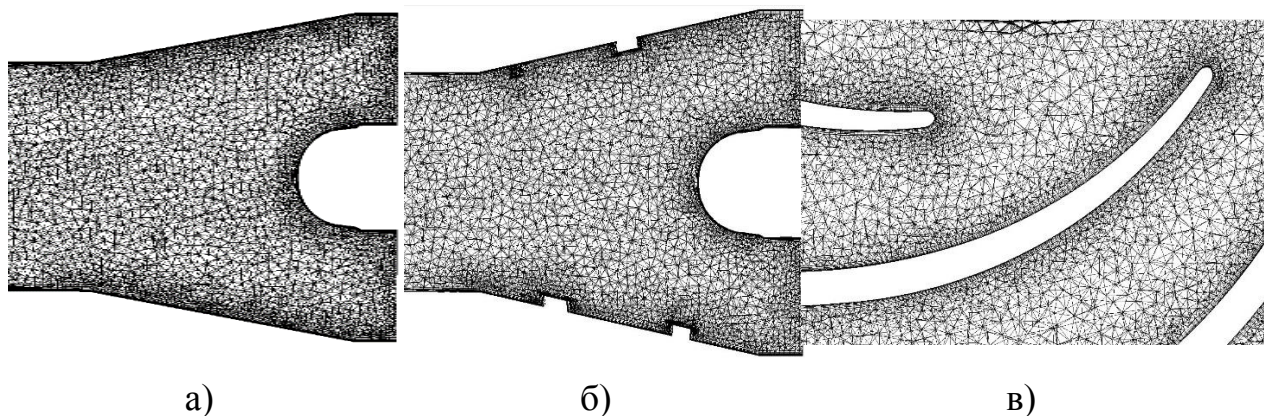


Рисунок 2.2 – Розрахункова сітка: а) дифузрна ділянка *ОПП 10* в

поздовжньому перетині; б) дифузрна ділянка *ОПП 30* з ребрами в поздовжньому перетині; в) міжлопатевий простір *РК* в поперечному перетині

Задані граничні умови: масова витрата на вході і тиск на виході з розрахункової моделі. Розрахункова робоча рідина – вода з температурою 25 °С. За умови моделювання кавітаційних процесів додатково використана модель кавітації Rayleigh-Plesset [148], а граничні умови змінені на: тиск на вході і масова витрата на виході з розрахункової моделі. Тиск насичених парів становить 3167 Па [157]. При числовому моделюванні турбомашин не можливо розрахувати параметри їх робочого процесу при відсутності подачі, тому діапазон подачі

становив  $(0,1 \dots 1,3)Q_{nom}$ . Шорсткість поверхонь ( $Ra$ ) ОПП прийнята 6,3 мкм для І варіанту і поверхонь ОПП, РК та направляючого апарату прийнята 25 мкм для ІІ варіанту конструкції. Решта поверхонь мали величини шорсткості згідно нормативних даних або робочих креслень.

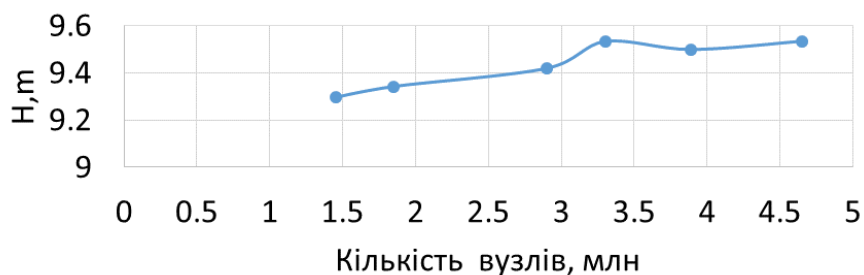


Рисунок 2.3 – Результати тесту на сіткову незалежність

Величина змінної  $Y^+$  поблизу стінок знаходилася в рекомендованому діапазоні для  $k-\epsilon$  моделі турбулентності від 20 до 100 [148]. Результати розрахунків за умови налаштування інтерфейсу «Frozen rotor» використовувалися як початкові наближення для розрахунку «Stage» за стаціонарної задачі та «Transient Rotor-Stator» за нестаціонарної задачі.

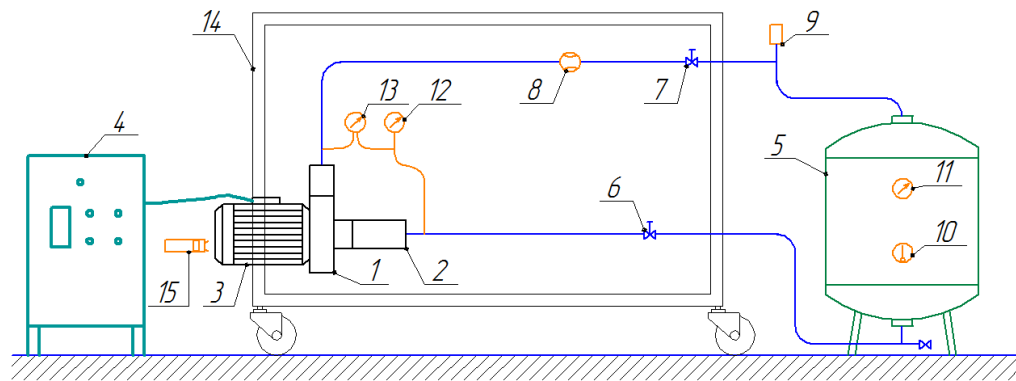
Модуль CFX-Post дозволяє отримати розподіл диференційних величин в заданих геометричних фігурах або вирахувати інтегральні величини параметрів потоку та робочого процесу насоса.

## 2.3 Фізичний експеримент

### 2.3.1 Експериментальний стенд

Фізичний експеримент проведено шляхом випробування моделі проточної частини насоса на експериментальному стенді, побудованому на кафедрі «Основ проектування та рідинних машин» Вроцлавського університету науки і техніки (Польща) (рис. 2.4 та 2.5). Контур рідини є закритим. Стенд включає основні та допоміжні трубопроводи, електричні мережі живлення, запірно-регулюючу та вимірювальну арматуру, конструктивні елементи кріплення, досліджуваній

моноблочний насос (рис. 2.4). Проточна частина насоса відтворює половину проточної частини насоса двостороннього входу. Стенд розроблено згідно ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [158] та призначений для проведення напірних, енергетичних та кавітаційних досліджень.



1 – корпус моноблочного насоса, 2 – корпус насоса, в якому розташований ОПП, 3 – електричний двигун моноблочного насоса, 4 – перетворювач частоти з вбудованим ватметром, 5 – бак, 6,7 – вентилі, 8 – електромагнітний витратомір, 9 – автоматичний повітряний клапан ( або вакуум-насос для проведення кавітаційного дослідження), 10 – термометр, 11 – манометр, 12 – електричний мановакууметр, 13 – електричний дифманометр, 14 – монтажна рама стенда, 15 – фотоелектричний тахометр

Рисунок 2.4 – Принципова схема експериментального стенда

Електродвигун моноблочного досліджуваного насоса LAFERT AMHE 90S AA4 має номінальну потужність 1,1 кВт, максимальний ККД 83,8% з номінальним числом обертів валу 1430 об/хв. Бак має об'єм 100 л з максимальним робочим тиском до 0,9 МПа. Запірно-регулююча арматура – засувки (тип – паралельна засувка). Робочою рідиною при випробуванні була чиста вода при температурі 25 °С.

Вимірювальна арматура:

- електричний дифманометр Enderss+Hauser Deltabar S PMD230 діапазон вимірювання 0...6 бар, точність  $\pm 0,5\%$ ;
- електричний мановакууметр Enderss+Hauser Cerebar S PMC731 діапазон вимірювання 0...200кПа (абсолютний тиск), точність  $\pm 0,5\%$ ;
- електромагнітний витратомір – Enderss+Hauser Promag F 33FT50, діапазон вимірювання 2-71 м<sup>3</sup>/год, точність  $\pm 0,5\%$ ;

- біметалічний термометр WIKA A50 діапазон вимірювання 0...60 °С, клас точності 2;
- фотоелектричний тахометр DT-2236, точність  $\pm 0,05\% + 1$  цифра;
- регулятор частоти напруги електричної мережі, що живить електродвигун з ватметром JaDan ZR-2, точність  $\pm 0,5\%$ .

При кавітаційних випробуваннях для створення бажаної величини вакууму в гідравлічному контурі використовувався вакуумнасос Chemker 300.



а)

б)

Рисунок 2.5 – Експериментальний стенд:

а) – загальний вигляд; б) – елементи проточної частини досліджуваного насоса

### 2.3.2 Застосування технологій тривимірного друку

ОПП, РК та направляючий апарат насоса, що випробовувався, виготовлено методом друку з пластику (Додаток Б рис. Б.1). Даний метод дозволяє досить швидко та значно дешевше виготовити деталі складної конфігурації і достатньої міцності для подальшого проведення експериментальних випробувань. З



можливих матеріалів був обраний PETG (поліетилентерефталат-гліколь). Він характеризується високою міцністю, простотою та якістю друку. Його недоліком є рифлена структура поверхонь, що при складній конфігурації деталі важко піддається механічній обробці.

### 2.3.3 Методика проведення експерименту

Фізичні випробування проведено згідно ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [158] з врахуванням рекомендацій [159]. Перед початком зняття показань приладів було проведено обкатку насоса не менше 15 хв [159]. В процесі проведення експерименту контролювалася температура рідини та частота струму 50 Гц. Кількість вимірювань для отримання напірної та енергетичної характеристики 11, що відповідає вимогам [158]. Для уникнення похибок від нечутливості приладів вимірювання та довготривалої роботи порядок величин подач був наступним (0-0,60-0,30-1,10-0,90-1,50-1,00-1,30-0,50-0,70-0,10)  $Q_{ном}$  [159]. Методика проведення експериментальних досліджень була неодноразово відпрацьована автором на різних типах насосів [160...163].

Визначення напору насоса проведено за формулою [158]:

$$H = 0.102 \frac{P_{dif}}{\rho} + 0.0827 Q^2 \left( \frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_e^4} \right),$$

де  $P_{dif}$  – показник дифманометра на напірному та всмоктувальному трубопроводах, Па;

$d_n, d_e$  – внутрішні діаметри напірного та всмоктувального трубопроводів у місцях вимірювання тиску, м.

ККД моноблочного насоса визначено за формулою [158]:

$$\eta_{agr} = 0.981 \frac{\rho Q H}{P_{agr}}$$

де  $P_{agr}$  – потужність, що споживається моноблочним насосом, кВт.

Кавітаційний запас  $\Delta h$  розраховано за формулою [158]:

$$\Delta h = 0.102 \frac{P_{abs} - P_{II}}{\rho} + 0.0827 \frac{Q^2}{d_g^4} + Z_{m1}$$

де  $P_{abs}$  – абсолютний тиск на вході в насос, Па;

$Z_{m1}$  – висота положення манометра над рівнем вимірювання, м.

### 2.3.4 Оцінювання похибки

При проведенні експериментальних досліджень виникають похибки при визначенні фізичних величин. Їх відносні величини оцінено згідно методик [158].

Відносна гранична похибка величини подачі визначається за формулою:

$$e_Q = \sqrt{e'_Q{}^2 + e'_n{}^2},$$

де  $e'_Q$  – відносна похибка вимірювання подачі, %;

$e'_n$  – відносна похибка вимірювання частоти обертання вала, %.

Відносна гранична похибка величини напору визначається за формулою:

$$e_H = \sqrt{e'_{pdif}{}^2 + e'_n{}^2},$$

$$e'_{pdif} = \sqrt{\left(\frac{1}{\rho g H}\right) (e_{pdif}{}^2 P_{pdif}{}^2)},$$

де  $e'_{pdif}$  – відносна похибка вимірювання тиску дифманометром, %.

Відносна гранична похибка величини потужності визначається за формулою:

$$e_p = \sqrt{e'_p{}^2 + 9e'_n{}^2},$$

де  $e'_p$  – відносна похибка вимірювання тиску дифманометром, %.

Відносна гранична похибка величини кавітаційного запасу визначається за формулою:

$$e_{\Delta h} = 100 \sqrt{\left( \frac{1}{\rho g \Delta h} \right) \left( \left( \frac{e'_{pabs}}{100} \cdot p_{abs} \right)^2 + e'^2_{PII} \right) + \frac{e'^2_{ZM}}{\Delta h^2}},$$

де  $e'_{pabs}$  – відносна похибка вимірювання тиску мановакууметром, %;

$e'_{PII}$  – відносна похибка вимірювання тиску парів, %;

$e'_{ZM}$  – відносна похибка вимірювання відстані по вертикалі між базовою площиною та еталонною площиною мановакууметром, %.

Коефіцієнт сумарної похибки визначення ККД моноблочного насоса визначений за формулою:

$$e_n = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_P^2}.$$

Результати проведених досліджень представлено в розділі 5.

## 2.3 Висновки

1. Визначено методи проведення досліджень і аналізу конструкції та робочого процесу герметичного моноблочного насоса. Виходячи з наявних вихідних даних, достатньої точності отриманих результатів, наявної матеріальної бази та достатньої кількості отриманих параметрів для об'єктивного описання робочого процесу використано аналітичний метод дослідження протікання



електромагнітних та гідравлічних явищ для визначення параметрів елементів проточної частини насоса. Також, виходячи з зазначеного вище, застосовано числове моделювання для аналізу параметрів течії рідини та визначення робочих параметрів насоса. Для підтвердження адекватності даних отриманих за результатами числового моделювання застосовано фізичний експеримент, за допомогою якого визначено робочі параметри насоса.

2. Зважаючи на широкий існуючий досвід застосування програмного забезпечення для здійснення розрахункового моделювання гідравлічних процесів та точність отриманих результатів застосовано програмне забезпечення Ansys CFX, в якому розроблено розрахункову модель проточної частини герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом для дослідження його робочого процесу.

3. З метою верифікації результатів числового моделювання застосовано побудований у відповідності до ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [158] експериментальний стенд для проведення фізичного експериментального дослідження робочого процесу моноблочного насоса з порожнистим валом.

4. Аналіз похибок величин подачі, напору, потужності, кавітаційного запасу та ККД отриманих за результатами фізичного експеримент, що вони не перевищують допустимих меж [158].

### **3. ВПЛИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПРОЦЕСІВ НА ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ МОНОБЛОЧНОГО НАСОСА**

Експлуатаційні показники та особливості конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом в першу чергу залежать від взаємного впливу гідравлічних та електромагнітних процесів, що відбуваються в його проточній та електричній частинах.

В розділі представлені результати розробки та аналізу 3 варіантів конструктивних схем насоса та 2 варіантів конструктивних схем електродвигуна, на основі яких визначено вихідні параметри для подальшого аналітичного дослідження робочого процесу моноблочного насоса. Визначено джерела виникнення силової взаємодії елементів проточної та електричної частини, здійснено оцінювання силової взаємодії та визначення методів її сприйняття.

Подальші роботи виконано за наступною послідовністю дій: вибір вихідних даних, важливих для розробки конструктивних схем; розроблення конструктивних схем герметичного насоса на основі аналізу існуючих конструктивних схем з урахуванням технологічних можливостей та існуючого рівня виробництва аналогічних насосів; виконання досліджень його робочого процесу з огляду на конструктивні особливості проточної та електричної частини та аналіз їх результатів.

#### **3.1 Конструктивні схеми герметичного насоса**

##### **3.1.1 Герметичний моноблочний насос двостороннього входу**

Проведений аналіз літературних джерел не виявив існуючих конструкцій, які б повністю відповідали заявленим в 1-му розділі дисертаційної роботи вимогам, тому за результатами проведених наукових досліджень запропоновано нову конструктивну схему герметичного моноблочного насоса двостороннього входу з

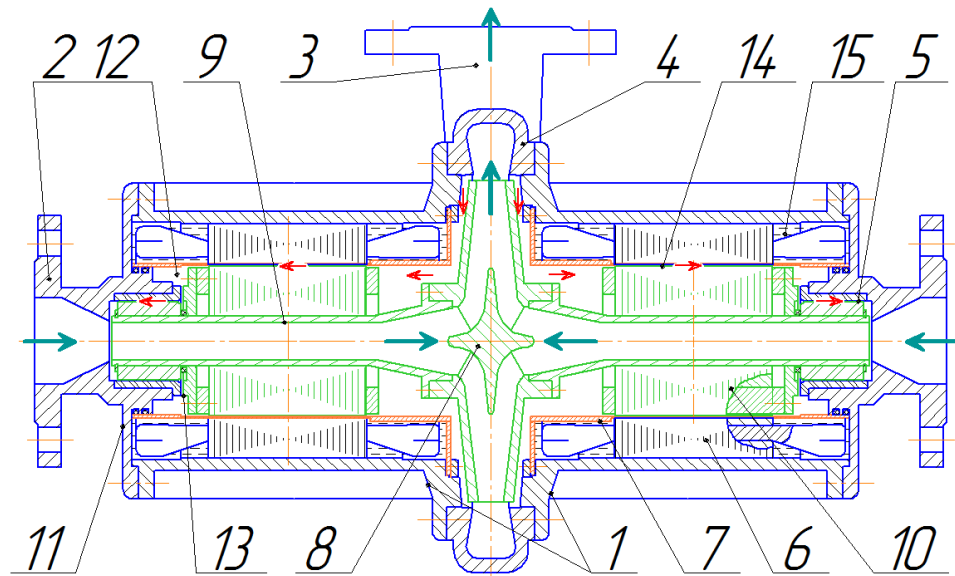
порожнистим валом та електроприводом (новизна якої захищена патентом [43]), яка максимально відповідає зазначеним вимогам.

Згідно запропонованої конструктивної схеми герметичний моноблочний насос двостороннього входу (рис. 3.1) містить корпус (1) з патрубками всмоктування (2) і нагнітання (3), відвід (4), вузли радіально-упорних підшипників ковзання (5), статорні елементи (6) електропривода, які відокремлені від порожнин з рідиною статорними перегородками (7), ротор насоса, що складається з РК (8) двостороннього всмоктування та порожнистих валів (9), які додатково виконують функцію підвідного пристрою насоса та розташовані симетрично відносно РК (8). Електропривод насоса складається з двох частин асинхронного електродвигуна, статорні і роторні елементи (6) і (10) якого розташовані симетрично відносно РК (8). Роторні елементи (10) асинхронного електродвигуна установлені на порожнистих валах (9). Також симетрично розташовані кришки корпусу (11) та обернені гідроуп'яття, кожна з яких утворена порожниною (12) та дросельною щілиною (13) між ротором насоса та упорним підшипником (5). Зазори (14) між статорними перегородками (7) та роторними елементами (10) є одночасно поверхнями при взаємодії яких в робочому процесі відбувається дроселювання напорі насоса. Простір навколо статора (15) заповнений трансформаторним маслом [43].

Всі елементи, що мають контакт з рідиною, можуть бути виготовлені або покриті матеріалами, що хімічно стійкі до агресивного середовища, яке перекачується. Відвідний пристрій (4) може містити направляючий апарат [43]. Для покращення теплопередачі простір навколо статора (15) рекомендується залити трансформаторним маслом.

Герметичний моноблочний насос двостороннього входу працює наступним чином. У патрубки (2) всмоктування надходить рідина, що перекачується, далі по порожнистих валах (9) рухається до РК (8), що обертається. Потік в каналах РК (8) має радіальний напрямок і переміщується під дією відцентрових сил та сил Коріоліса, потім відвідним пристроєм (4) спрямовується в патрубок (3) нагнітання. Частина рідини надходить в зазори між РК (8) та статорними перегородками (7) та поступає в зазори 14, де дроселюється напір та охолоджує статорні елементи 6 та

роторні елементи 10. Потім поступає в порожнину (12) гідроф'ят, яка сприймає залишкові осьові сили. Далі рідина поступає в підшипники 5 ковзання, змащуючи та охолоджуючи їх, і потім надходить на всмоктування в порожнисті вали 9 [43].



1 – корпус; 2 і 3 – патрубки всмоктування і нагнітання; 4 – відвідний пристрій; 5 – вузли радіально-упорних підшипників ковзання; 6 – статорні елементи електропривода; 7 – статорні перегородки; 8 – РК; 9 – порожнистий вал, 10 – роторні елементи електропривода; 11 – кришки корпусу; 12 – зазори між статорними перегородками 7 та роторними елементами 10; 13,14 – дросельна щілина та порожнина гідроф'яти, 15 – простір навколо статора заповнений трансформаторним маслом

Рисунок 3.1 – Герметичний моноблочний насос двостороннього входу з порожнистим валом (див. Додаток Б)

До переваг представленої конструкції можна віднести:

– компонування статорних і роторних елементів асинхронного електродвигуна симетрично відносно РК, тобто розділення на 2 модуля з омиванням їх рідиною з усіх сторін покращує ефективність охолодження;

– розподілення подачі рідини на 2 потоки знижує швидкість рідини перед входом в РК, і, як наслідок, зменшує гідравлічні втрати в ПП та покращує кавітаційні властивості насоса;

– відсутність кінцевих ущільнень усуває можливість виходу з ладу насоса через їх пошкодження;

– виконання ротору насоса з порожнистими валами та спільного корпусу електродвигуна і насоса дозволяє зменшити масогабаритні показники насосного агрегата;

– зниження рівня шуму агрегату завдяки відсутності вентилятора, який є найбільшим джерелом шуму, та за рахунок зниження швидкості рідини на вході в РК, також, всі рухомі елементи знаходяться в рідині;

– РК двостороннього входу та симетрична конструкція створює умови для взаємної компенсації осьових зусиль ротора, які можуть виникати через неточність виготовлення деталей та несиметричне зношування поверхонь в процесі експлуатації;

– відсутність впливу закрученого потоку, що поступає з передніх ущільнень РК і має половину колової складової шийки РК, на умови входу рідини в РК. Особливо вплив помітний на подачах нижче номінальної. В результаті не буде відбуватися зниження напору [56];

– можливість зменшити величину об'ємних втрат до мінімально необхідних для уникнення закипання рідини в щілині між ротором і статором;

– за умови оснащення насоса гідроп'ятами, що розташовані по обидві сторони ротора насоса, є можливість компенсувати залишкову осьову силу змінного спрямування при роботі насоса;

– застосування водяної «сорочки» електродвигуна дозволяє підвищити ефективність його охолодження та зменшити габарити насосного агрегату;

– запропонована конструкція насоса за своїми основними елементами відповідає вимогам міжнародного стандарту API Standart 685 [22].

Представлені переваги забезпечують зниження собівартості виготовлення агрегату, можливості перекачування різних рідин, в тому числі агресивних. Проведений аналіз технологічності конструкції вказує на те, що такі конструктивні схеми доцільно застосовувати при конструюванні насосів потужністю до 100 кВт.

Основною відмінністю робочого процесу у запропонованій конструкції від існуючих є структура потоку рідини в ОПП. Додаткової уваги також потребує

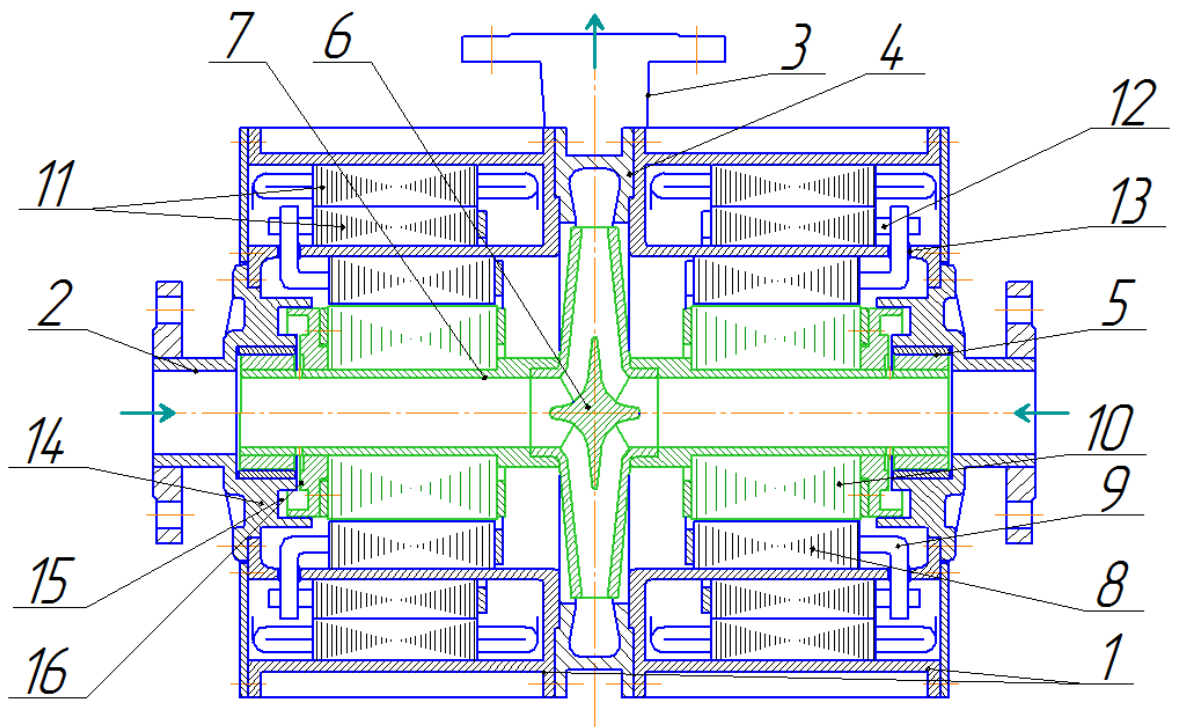
врахування особливостей течії рідини в зазорі між ротором і статором та в радіально-упорних підшипниках.

### **3.1.2 Герметичний моноблочний насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою електричної частини**

Недоліками конструкції, описаної у параграфі 3.1.1, є наявність статорних перегородок, які збільшують діелектричний зазор між статором і ротором, що призводить до додаткових втрат енергії в електромагнітному процесі електродвигуна та зниження його ККД. Для усунення цього недоліку запропоновано конструкцію герметичного моноблочного насоса на основі трансформаторно-асинхронної систем (ТАС) (рис. 3.2) [44]. Електродвигуни містять статор (8) з низьковольтною стержневою обмоткою (9), ротор (10) з короткозамкнутою обмоткою, який встановлений на порожнистий вал (7), та трансформатора (11) з обертовим магнітним полем, що містить низьковольтну вторинну стержневу обмотку (12) з'єднану з низьковольтною стержневою обмоткою (9) статора (8), які симетрично розташовані відносно РК (6) [44].

Робочий процес у гідравлічній частині герметичного моноблочного насоса двостороннього входу з ТАС є аналогічним до процесу, описаного в параграфі 3.1.1.

Принцип роботи ТАС полягає в наступному. Електрична енергія підводиться до трансформатора (11) з обертовим магнітним полем, де відбувається трансформація трифазної напруги мережі в багатофазну низьковольтну напругу, що передається з низьковольтної вторинної стержневої обмотки (12) на низьковольтну стержневу обмотку (9) статора (8), де створюється обертове магнітне поле, що наводить в роторі (10) з короткозамкнутою обмоткою власне магнітне поле. Від їх взаємодії виникають магнітні моменти, що змушують обертатися ротор (10) з короткозамкнутою обмоткою [44].



1 – корпус, 2 і 3 – патрубки всмоктування і нагнітання, 4 – відвідний пристрій, 5 – підшипники ковзання, 6 – РК, 7 – порожнисті вали, 8 – статор, 9 – низьковольтна стержнева обмотка, 10 – короткозамкнута обмотка, 11 – трансформатор з обертовим магнітним полем, 12 – низьковольтна вторинна стержнева обмотка, 13 – гермовводи, 14 – кришки корпусу, 15 – порожнина, 16 – дросельна щілина

Рисунок 3.2 – Герметичний моноблочний насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою (ТАС) [44]

Перевагою запропонованої конструкції герметичного моноблочного насоса двостороннього входу є використання ТАС з вищим ККД ніж в екранованого електродвигуна та покращеним охолодженням і, як наслідок, зниження вартості життєвого циклу. Обидва варіанти конструкції моноблочного насоса мають однакову проточну частину і відрізняються тільки в конфігурації допоміжного тракту, а саме пазухи та щілини між ротором та статором.

### 3.1.3 Герметичний моноблочний вертикальний насос з порожнистим валом

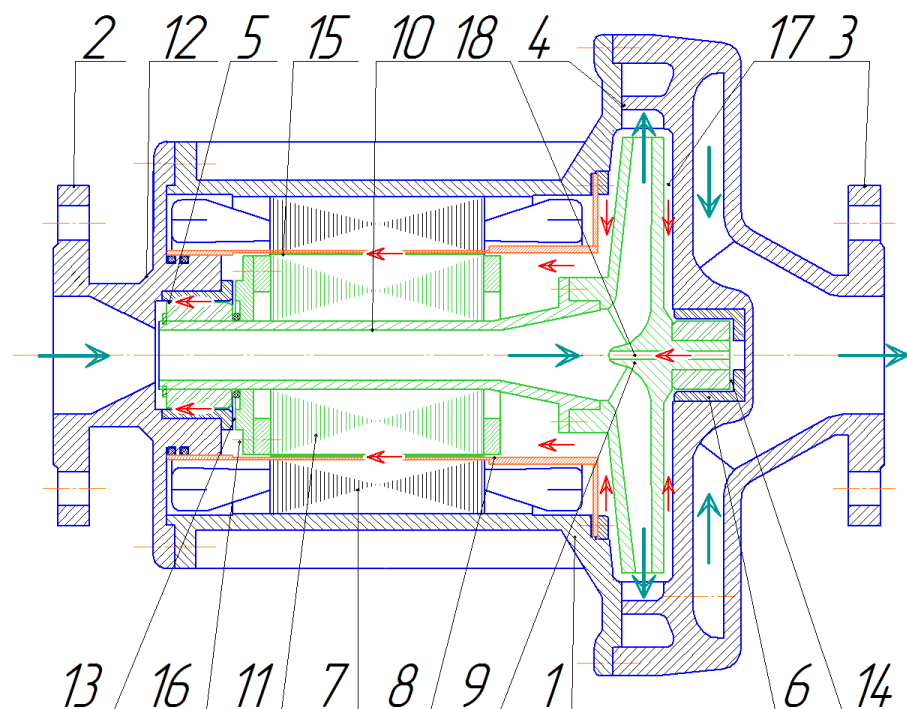
Зважаючи на традиційні конструктивні схеми вертикального розташування насосних агрегатів запропоновано вертикальну конструктивну схему герметичного





### 3.1.4 Герметичний моноблочний насос з порожнистим валом типу «In-line»

З метою підвищення експлуатаційних якостей, а саме швидкого монтажу і демонтажу моноблочного насоса без втручання в елементи системи трубопроводу та уникнення необхідного додаткового монтажного вільного простору, а також спрощення конструкції підвідних трубопроводів запропоновано конструктивну схему герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом типу «In-line» (рис. 3.4). Патрубки всмоктування (2) і нагнітання (3) розташовані на одній вісі, а відвідний пристрій (4) одночасно виконує функцію направляючого апарату. Конструкція відрізняється від попередньої будовою відвідного пристрою (4).



1 – корпус, 2 і 3 – патрубки всмоктування і нагнітання, 4 – відвідний пристрій, 5,6 – підшипники ковзання, 7 – статорний роторний елемент електропривода, 8 – статорна перегородка, 9 – РК, 10 – порожнистий вал, 11 – роторний елемент електропривода, 12 – кришка, 13,14 – торцева щілина, 15 – кільцева щілина, 16 – порожнина між роторним елементом 11 та кришкою 12, 17 – порожнина між робочим колесом 9 та направляючим апаратом 4, 18 – отвір в РК

Рисунок 3.4 – Герметичний моноблочний вертикальний насос з порожнистим валом «In-line»

### **3.2 Врахування особливостей робочого процесу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом при розробці його конструктивної схеми**

Аналіз робочого процесу та запропонованих конструктивних схем герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом вказує на необхідність врахування особливостей функціонування конструктивних елементів насоса та умов протікання рідини в гідравлічній частині:

- компонування електричного двигуна з насосною частиною в спільному корпусі;
- забезпечення необхідної циркуляції рідини в пазухах та щілинах між елементами;
- вплив конструкції порожнистого валу на робочий процес електричної та гідравлічної частини;
- залежність силової взаємодії гідродинамічних та електромагнітних процесів, що протікають між ротором і статором, від величини конструктивних елементів насоса (зміни ексцентриситету розташування ротора в розточці статора);
- визначення критичного навантаження на порожнистий вал;
- врахування статичних сил, що діють на підшипники та вибір їх конструкції;
- вплив форми та геометричних параметрів ОПП (в тому числі обтічника РК) на структуру потоку в ОПП і РК та робочі параметри насоса;
- визначення впливу конструкції ОПП на конструкцію РК;
- вплив ОПП на параметри протікання кавітаційних процесів в ОПП та РК.

### **3.3 Прототип герметичного насоса**

Зважаючи, що протікання основних гідравлічних процесів у насосах різних запропонованих конструктивних схем (за умови застосування осьового підвідного пристрою) можна вважати аналогічними, для аналізу гідравлічних та механічних

аспектів робочого процесу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом вибрана конструктивна схема, яка представлена на рис. 3.1. В основу вибору елементів прототипу покладений принцип уніфікації [164]. В конструкції прототипу використано: РК двостороннього входу для насоса НД100-80-200 та серійний електричний асинхронний двигун 4АМ90L4У3  $n=1450$  об/хв та 4А100L2У3  $n=2900$  об/хв.

### 3.3.1 Робоче колесо

Основні параметри РК: коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 48$ , діаметр вхідної воронки РК  $D_0 = 75$  мм, зовнішній діаметр РК  $D_2 = 202$  мм, кількість лопатей РК  $z = 7$ . Згідно рекомендацій [57,82,85] для підвищених кавітаційних характеристик насоса еквівалентний діаметр ( $D_{imp}$ ) вхідної воронки має бути якомога більшим. Він розраховується за формулою [82]:

$$D_{imp} = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (3.1)$$

де  $k_0$  – коефіцієнт вхідної воронки. Рекомендації, щодо його вибору різняться за [57] 3,25...5,5 або за [82] 4...4,5. При вищих його значеннях забезпечується мінімальна швидкість на вході на лопатки. Вибране РК має  $k_0$  4,5.

### 3.3.2 Відвідний пристрій

Зважаючи на результати проведеного дослідження за літературними джерелами у конструкції прототипу застосовано комбінований підвідний пристрій, що містить направляючий апарат та кільцевий відвід [85]. Вибране технічне рішення дозволяє розвантажити ротор насоса від радіальних сил та зменшити навантаження на підшипникові опори. Його геометричні параметри розраховані за методикою та рекомендаціями [45,56,83,165,166,167].

### 3.3.3 Електричний двигун

Основні номінальні параметри асинхронного електродвигуна 4AM90L4У3: потужність 2,2 кВт, частота обертання ротора 1450 об/хв, ККД 80%,  $\cos \phi$  0,83, рівень шуму 66 Дб. Геометричні параметри конструктивних елементів двигуна (Додаток В рис. В.1) визначено шляхом вимірювання, а параметри обмоток та магнітопроводів з проведенням розрахунку згідно методики для електричних двигунів серії 4А [168] та з довідника [169].

Основні геометричні параметри (висота осі обертання, співвідношення діаметру та довжини ротору, а також їх абсолютні величини) всіх серій електричних двигунів визначені в ДСТУ або ГОСТ. Європейські зразки відрізняються меншими величинами висоти осі обертання та меншим діаметром, проте більшою довжиною ротору при тій же потужності електродвигуна. Зважаючи на особливості гідравлічних та енергетичних процесів доцільно у герметичному моноблочному насосі з порожнистим валом використовувати в електричній частині подовжені розміри статора та ротора за умови зменшення їх діаметрів.

Конструкція ротора запропонованого як прототип електродвигуна впливає на формування проточної частини насоса. Внутрішній діаметр ротору електродвигуна становить 32 мм і не відповідає площі прохідного перетину вхідної воронки РК. Даний параметр є критичним для конструкції. Можливим рішенням є розточування внутрішньої порожнини ротору, що потребує детального дослідження. Аналіз результатів проведених досліджень наведено в розділах 3, 4 та 5.

### 3.3.4 Вплив габаритних розмірів елементів моноблочного насоса на формування геометрії підвідного пристрою

Згідно запропонованої та запатентованої конструктивної схеми [43] та на основі вибраних елементів розроблено прототип конструкції герметичного моноблочного насоса (Додаток В рис. В.2). Ротор має менший внутрішній діаметр ніж вхідний діаметр РК, тому ОПІ (рис. 3.5) містить корпус, раптове звуження,

порожнистий вал сформований циліндричною та дифузornoю ділянкою перед входом в РК, яке містить обтічник. Основні геометричні параметри ОПП: діаметр циліндричної ділянки ( $d$ ) та вхідного патрубку ( $D_{вх}$ ) становлять 45 мм і 65 мм відповідно; довжина ділянки ОПП, що обертається,  $L = 227$  мм, нерухомої частини корпусу  $l = 40$  мм; внутрішній діаметр виходу ( $d_{вих}$ ) з підвідного пристрою 40 мм. Довжина обтічника ( $l_{об}$ ) та дифузornoї ділянки підводу ( $l_{диф}$ ), зовнішній ( $D_{вих}$ ) діаметри виходу з ОПП варіюються при проведенні досліджень. Габаритні розміри ОПП визначаються габаритами ротору електродвигуна та корпусу моноблочного насоса.

Конструкція обладнана радіально-упорними підшипниками, що сприймають вагові, гідродинамічні та електромагнітні радіальні сили і залишкові гідродинамічні та електромагнітні осьові сили.

Розрахункові параметри прототипу відцентрового насоса двостороннього входу: за швидкості обертання ротору  $n = 1450$  об/хв – номінальна подача  $Q_{ном} = 25$  м<sup>3</sup>/год, номінальний напір  $H = 10$  м; за швидкості обертання ротору  $n = 2900$  об/хв – номінальна подача  $Q_{ном} = 50$  м<sup>3</sup>/год, номінальний напір  $H = 48$  м. Коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 78$ .

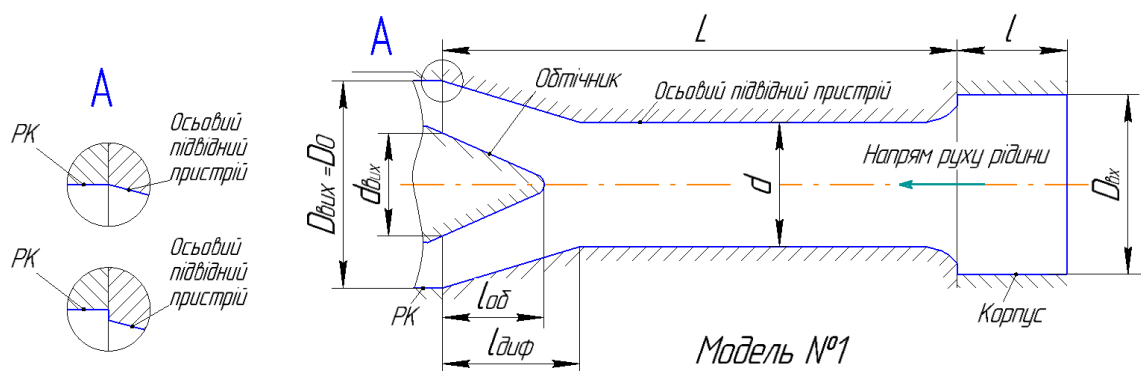


Рисунок 3.5 – Схема ОПП

Як відомо, насоси з низьким коефіцієнтом швидкохідності мають низький ККД, тому більш доцільно використовувати багатоступеневі насоси, де на одну ступінь припадає менший приріст напору і відповідно насос має більший ККД [140]. Для запропонованої конструктивної схеми з метою підвищення

енергоефективності насоса доцільно використовувати схему багатоступеневого насоса з останньою ступеню двостороннього входу, що забезпечить величину коефіцієнта завантаженості електродвигуна близьку до одиниці та мінімальні втрати в ОПП та зазорах. В дисертаційній роботі даний варіант не розглядається, так як, особливість роботи багатоступеневого насоса добре вивчена [45, 55, 56, 57, 81, 82, 83, 85].

### **3.4 Аналіз впливу конструктивних особливостей основних елементів моноблочного насоса на його робочий процес та вибір їх конструктивних параметрів**

#### **3.4.1 Механічні втрати на тертя ротора електродвигуна**

До механічних втрат відносяться втрати в наступних елементах моноблочного насоса [81]:

- торцевих поверхнях ротора електродвигуна та РК. Діаметр ротору визначається робочим процесом та параметрами електродвигуна, а діаметр РК – робочим процесом та необхідними параметрами насоса;
- циліндричних поверхнях ротора електродвигуна;
- опорних підшипниках;
- упорних підшипниках.

Втрати на торцевих та циліндричних поверхнях ротора електродвигуна можна оцінити в залежності від діаметру та довжини ротора, зазору між ротором і статором з використанням методики [49]. Для більш точного оцінювання цих втрат необхідно враховувати вплив теплонадходження від двигуна.

Втрати на тертя в зазорі при обертанні циліндричних поверхонь однієї відносно другої визначаються за залежністю [49]:

$$P = c_{fu} \cdot \pi \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_p^4 \cdot L_p / 102 \quad (3.2)$$

де  $c_{fu}$  – коефіцієнт тертя циліндричної поверхні [49].

Втрати на тертя торцевих поверхонь з врахуванням 2-х поверхонь ротора та РК визначають за залежністю [49]:

$$P = 0.0196 \cdot c_f \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_p^5$$

де  $c_f$  – коефіцієнт тертя торцевої поверхні [49].

За результатами проведених розрахунків сума втрат на тертя циліндричних та торцевих поверхонь ротора для двох варіантів його діаметрів та довжин представлені на рис. 3.6.

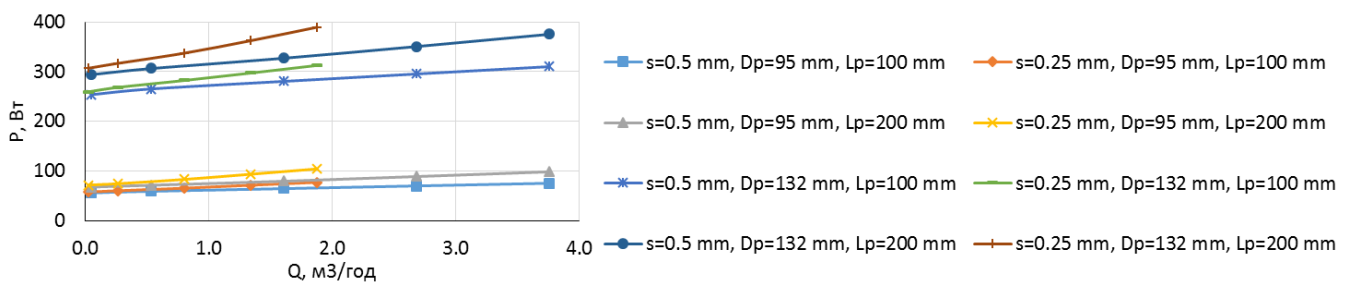


Рисунок 3.6 – Механічні втрати на тертя рідини в електродвигуні

Аналіз формул, що застосовувалися для розрахунку, та отриманих результатів вказує на залежність величини втрат на тертя циліндричних поверхонь в 4-й степені від величини радіуса і в 1-й степені від довжини, а залежність величини втрат на тертя торцевих поверхонь в 5-й степені від величини радіуса. Виходячи з цього, рекомендовано застосовувати електродвигуни, що мають відносно менший діаметр ротору та більшу його довжину при тій самій потужності. Використання торцевого двигуна має призвести до значного збільшення втрат на тертя.

За результатами проведених досліджень та розрахунків при зменшенні зазору між циліндричними поверхнями ротора і статора в 2 рази та однаковій

об'ємній витраті через щілину спостерігається зростання втрат на тертя близько 10%.

### **3.4.2 Особливості впливу робочого процесу електродвигуна на формування габаритів елементів проточної частини насоса**

Робочий процес електродвигуна супроводжується виділенням теплової енергії. Найбільше її виділяє ротор та лобові частини статорних обмоток [168]. Потік в середині валу ротору буде відбирати частину виділеної теплової енергії, а обтікання гільзи статора покращить охолодження лобових частин обмотки.

Як вже зазначалося, для зменшення втрат в ОПІ його діаметр має відповідати діаметру вхідної воронки РК. Для виконання цієї умови в нашому випадку необхідно провести розточування внутрішнього отвору ротора. Можливість максимальної величини розточування визначається двома параметрами: механічною міцністю магнітопроводів та особливістю процесу протікання електромагнітних процесів у роторі. Внутрішній діаметр пазів для короткозамкнутої обмотки становить 60 мм, тобто максимальна величина внутрішнього діаметра отвору ротора має бути менша на необхідну мінімальну величину висоти спинки ротора з точки зору його міцності.

Аналіз впливу зміни внутрішнього діаметру ротора на робочий процес електродвигуна здійснено з використання методики [168] та рекомендацій [169,170]. Магнітний ланцюг асинхронного двигуна визначає його магніторушійну силу і величину намагнічуючого струму, які створюють магнітний потік. Розрахункова ділянка ланцюга містить одну пару полюсів і складається з повітряного зазору ( $\delta$ ), шару зубців статора ( $h_{z1}$ ) та ротора ( $h_{z2}$ ), спинки статора ( $L_{c1}$ ) та ротора ( $L_{c2}$ ) (рис. 3.7 а). Магніторушійна сила визначається як сума магнітних напружень у вище перерахованих ділянках. Для спинки ротора магнітне напруження розраховується за формулою [168]:

$$F_{c2} = H_{c2} \cdot L_{c2} \cdot 10^{-3},$$



де  $H_{c2}$  – напруженість магнітного поля, що визначається на основі довідникових даних [168,169] та розрахунку магнітної індукції ( $B$ ) [168]:

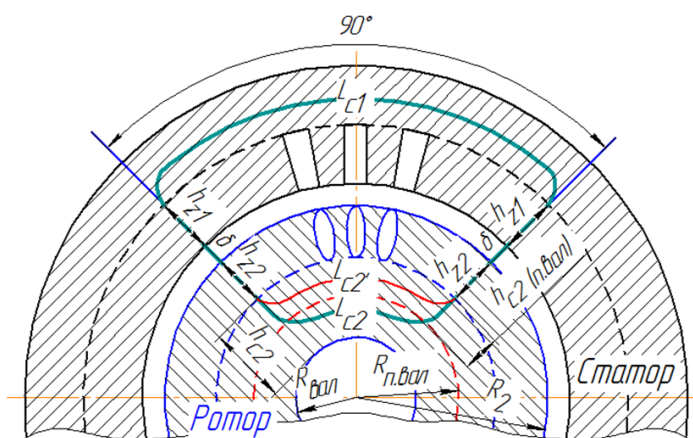
$$B_{c2} = 0.5\alpha_i \cdot \tau \cdot B_\delta / k_{c2} \cdot h_{c2}.$$

При визначенні магнітної індукції спостерігається зворотно-пропорційна залежність її величини від висоти спинки;

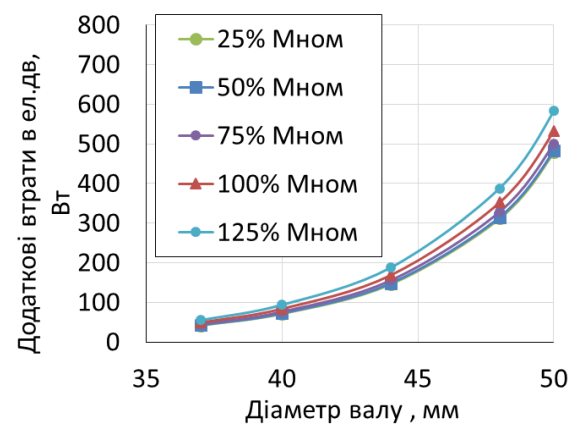
$L_{c2}$  – довжина середньої силової лінії в спинці ротора, мм:

$$L_{c2} = [(\pi / 2p)(D_{2r} - 2h_{z2} - h_{c2})] + h_{c2},$$

де  $D_{2r}$  – діаметр ротору електродвигуна.



а)



б)

Рисунок 3.7 – Вплив величини розточування магнітопроводів: а) схема розрахункової частини магнітного ланцюга чотириполюсного асинхронного двигуна; б) додаткові втрати в електродвигуні при розточуванні магнітопроводів (при  $n = 2900$  об/хв)

Зменшення висоти спинки ротора ( $h_{c2}$ ) призводить до збільшення довжини дуги середньої силової лінії в спинці ротора ( $L_{c2}$ ), тобто величина зменшення

довжини спинки ротору менша величини збільшення діаметру. Представлені зміни геометричних параметрів призводять до зростання магнітної індукції в спинці ротора. Рекомендовані величини для серії електродвигунів 4А є 1,25 Тл для  $2p=4$  [168]. Розточка внутрішнього діаметру призводить до зростання магнітної індукції вище рекомендованих величин, проте, спрощена методика [168] не враховує магнітний потік через вал. Збільшення внутрішнього діаметру ротора до 40 мм не призводить до значних змін робочих параметрів електродвигуна. Наслідком подальшого його збільшення має бути зростання напруження магнітного поля ротора і виділення додаткової кількості теплової енергії, зниження ККД та коефіцієнту потужності.

Отримані результати було підтверджено (в співпраці з Поповичем О.М.) шляхом виконання розрахунків з використанням математичної моделі робочого режиму електричної системи насоса за методикою [171]. Реалізацію моделі проведено в програмному середовищі MathCAD з використанням моделі електродвигуна (див. Додаток Г). Відхилення результатів отриманих розрахунковим шляхом у порівнянні з довідниковими даними [169] знаходиться в межах 5%, що є підтвердженням адекватності моделі. Збільшення внутрішнього діаметру ротора з 32 мм до 48 мм є максимально можливим, бо призводить до зниження ККД електродвигуна на 2%,  $\cos\phi$  на 0,05 та зростання виділення теплової енергії на 17% (Додаток Г табл. Г.1). Раціональним є збільшення діаметру ротора до 44 мм. Втрати пов'язані зі збільшенням діаметру валу є майже однаковими при різних величинах навантаження електродвигуна (рис. 3.7 б). Подібні результати отримані для електричного двигуна 4AM100L2 ( $n = 2900$  об/хв). Збільшення внутрішнього діаметру з 37 мм до 48 мм приводить до зниження ККД на 0,2%,  $\cos\phi$  на 0,016 та зростання виділення теплової енергії на 2,3%, тому можна збільшувати діаметр до 52 мм, що призводить до зниження ККД на 0,8%,  $\cos\phi$  на 0,02 та зростання виділення теплової енергії на 3,5% (Додаток Г табл. Г.2).

Іншим джерелом додаткових втрат потужності є втрати в статорній перегородці через наявність в ній ЕРС. Згідно [48] ці втрати можуть становити 10-15%. За розрахунками згідно методики [49] вони становлять 300 Вт, що відповідає

13,7%. Вони пропорційні діаметру розточки статора в третій степені та залежать від частоти струму та товщини перегородки [38].

Одним з основних факторів, що впливає на ККД електродвигуна є величина зазору між циліндричними поверхнями ротора та статора. Згідно проведених розрахунків збільшення зазору на 0,5 мм для електродвигуна 4AM90L4 призводить до зниження ККД на 10%.

### **3.4.3 Вплив ексцентриситету розташування ротора відносно статора на магнітне притягання в приводі герметичного моноблочного насоса**

Особливість герметичних моноблочних конструкцій полягає в тому, що підшипникові вузли сприймають рівнодійну радіальних сил, що виникають як в насосі так і в електродвигуні та діють на спільний вал. В останньому наявні сили магнітного притягання ротора статором. При ексцентричному розташуванні ротора відносно статора наявне неоднорідне розподілення зазору між ротором і статором електродвигуна і, відповідно, неоднорідний розподіл щільності магнітного потоку в зазорі. Як наслідок, виникає незбалансоване магнітне тяжіння, що спричиняє появу односторонньої радіальної сили (прикладена до центра ротора і діє в напрямку найменшого зазору). Вона спричинює посилення вібрації та ексцентриситету, що, в свою чергу, посилює динамічне навантаження на вал насоса та підшипники, підвищує рівень шуму та вібрації [173]. При подальшому збільшенні ексцентриситету можливе зачіпання ротора за статор і вихід електродвигуна з ладу [34].

Величина ексцентриситету ротора залежить від точності механічної обробки деталей та складання агрегату, величини зазору та максимально допустимого зносу підшипників. Зазор може бути постійним, тобто ексцентричне положення ротора в розточці статора (рис. 3.8 а), або обертовим змінним – ексцентричне розташування пакета ротора щодо осі валу (рис. 3.8 б) [34].

Сили одностороннього магнітного притягання ротора (рис. 3.8 в) необхідно враховувати при розрахунку товщини стінки порожнистого валу, а отже, і величини внутрішнього діаметру ОПП. Ця сила визначається за формулою [173]:

$$F_m = 20\pi D_{2r} l_r B_e^2 e / \delta$$

де  $B_e$  – магнітна індукція в зазорі, Тл.

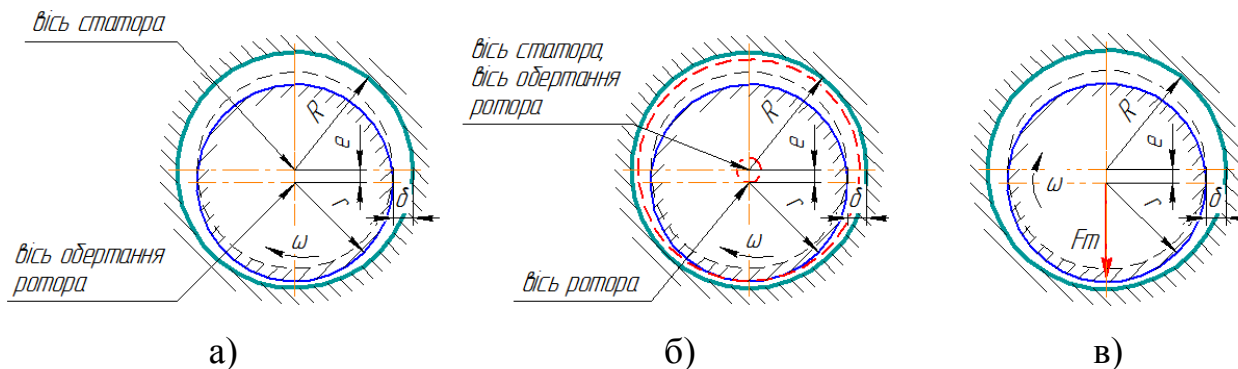


Рисунок 3.8 – Ексцентричне положення поверхні ротора відносно статора:

а) постійний ексцентриситет; б) обертовий змінний ексцентриситет;

в) одностороння магнітна радіальна сила

Розрахунок її величини проведено за методикою [173] для діапазону ексцентриситету ( $e$ ) 0-0,5 мм, діаметр розточки статора ( $D_{2s}$ ) 95 мм, односторонній зазор між ротором і статором ( $\delta$ ) 0,5 та 1 мм.

Сили одностороннього магнітного притягання є обернено пропорційні величині зазору та лінійно зростають при збільшенні величини ексцентриситету (рис. 3.9 а). Максимальна сила одностороннього магнітного притягання є при відносному ексцентриситеті ( $\chi = e / \delta \cdot 100\%$ )=100%.

В підшипниках ковзання з діаметром втулки 62 мм та відносним зазором ( $\psi = \delta / d_i$ ) в підшипниках 0,001 [174] односторонній зазор ( $\delta_n$ ) становить 0,031 мм, а при  $\psi = 0,002$  односторонній зазор – 0,062 мм, що призводить до подвоєння сили одностороннього магнітного притягання. При чому, при зазорі між ротором і статором 1 мм,  $\chi$  ротора в статорі становить відповідно 3,1% та 6,2%. Для забезпечення величини  $\chi < 10\%$  [19] за даних умов впродовж експлуатації (з урахуванням зносу підшипників ковзання) зазор  $\delta_n$  не має перевищувати 0,1 мм.

Надмірний знос підшипників ковзання спричинить виникнення надмірних радіальних навантажень та підвищення рівня вібрації. При подвоєнні рівномірного зазору між ротором і статором та сталому зазорі в підшипнику, сили одностороннього притягання вдвічі зменшуються.

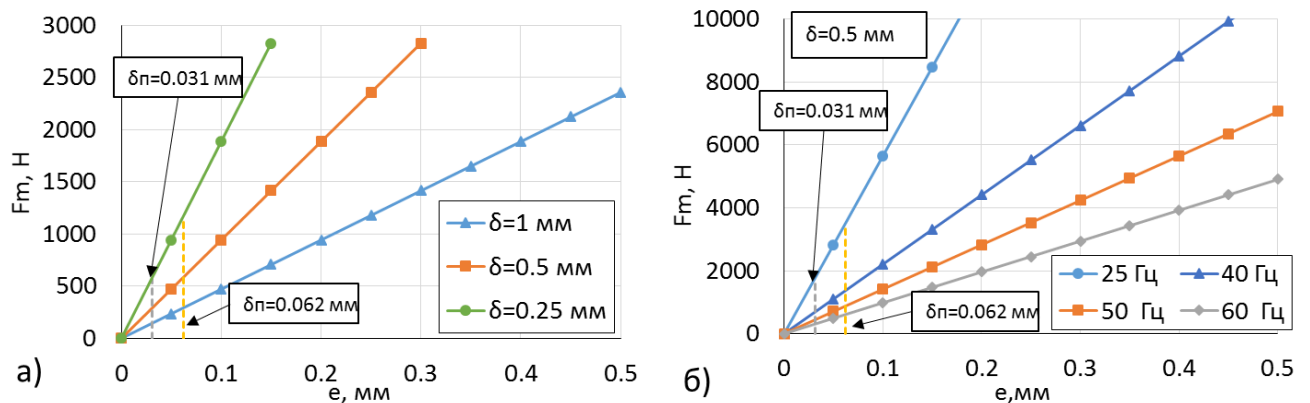


Рисунок 3.9 – Залежність сили одностороннього магнітного притягання ротора статором: а) від величини ексцентриситету ротора; б) від величини частоти змінного струму ( $\delta = 0,5$  мм)

При збільшенні швидкості обертання ротора шляхом зміни частоти струму (стала напруга) сила одностороннього магнітного притягання зменшується, а при зменшенні швидкості – сила збільшується (рис. 3.9 б). При цьому, спостерігається прямо пропорційна залежність зміни сили одностороннього притягання ротора статором від швидкості обертання валу. Застосування пристроїв регулювання швидкості обертання ротора на основі одночасної зміни частоти струму та величини напруги не призводить до зміни сили одностороннього магнітного притягання ротора статором завдяки збереженню сталого магнітного потоку в електричній частині насоса [34].

При розміщенні двох електричних двигунів на одному валі напрям їх ексцентриситету може співпадати, що спричинить одностороннє притягання ротора статором, або може мати різний напрям (наприклад, протилежний) (рис. 3.10). Сили будуть тягнути вал електронасоса в різні напрямки та змішувати

його відносно осі обертання на кут  $\alpha$ , що спричинить підвищення рівня вібрації та нерівномірне навантаження підшипників ковзання.

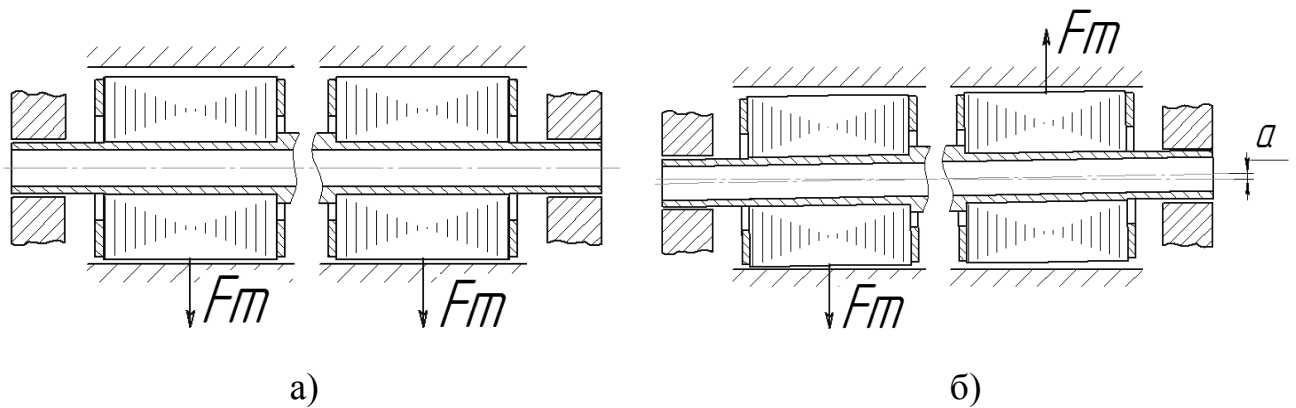


Рисунок 3.10 – Вплив напрямку дії односторонньої магнітної сили тяжіння на розташування ротору: а) напрямок співпадає; б) різний напрямок

### 3.4.4 Особливості течії рідини в щілині між ротором і статором

Структура течії в зазорі між рухомих і нерухомих циліндром добре вивчена і описана в літературі [131,133,175]. Однак, слід зазначити, що обертання внутрішнього циліндра спричинює нерівномірний профіль швидкості в зазорі, відповідно вищу швидкість поблизу рухомої стінки, та закручування потоку рідини, що направлений вздовж осі.

Згідно [82,176] при величині зазору між ротором і статором до 0,3 мм для випадку, що розглядається, його можна вважати ущільненням, проте згідно [50] величина зазору в ущільненнях становить до 0,62 мм. Для визначення об'єму рідини, що перетікає через щілину методика [49] пропонує формулу:

$$q = \mu s \sqrt{2g\Delta H}, \quad (3.3)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрат для кільцевої щілини [49]:

$$\mu = 1 / \sqrt{\lambda_p l / 2\delta + 1.5}.$$

де  $\lambda_p$  – коефіцієнт тертя для кільцевого зазору з обертовим внутрішнім циліндром [49]:

$$\lambda_p = \lambda \cdot \left[ 1 + 0.765 \cdot \left( \frac{Te}{Re} \right)^2 \frac{r}{\delta} \right]^{0.38},$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт тертя, що визначається в залежності від величини числа Рейнольдса [49].

З рівняння (3.3) можна виразити формулу для визначення величини втрат напору ( $\Delta H$ ) від об'єму рідини, що перетікає у щілині:

$$\Delta H = \frac{1}{2g} \cdot \left( \frac{q}{\mu s} \right)^2$$

$$\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g}$$

За результатами розрахунків отримано гідравлічні характеристики щілини, що описуються параболічними кривими (рис. 3.11). За допомогою отриманого графіка можна визначати залежність втрат напору від величини перетікання рідини при різних величинах зазору та об'ємів протікання рідини. Згідно визначених даних зазор 0,25 мм можна вважати ущільненням, у якому гідравлічний опір значно зростає за умови незначної зміни подачі. Оптимальний зазор є в діапазоні 0,25...0,5 мм.

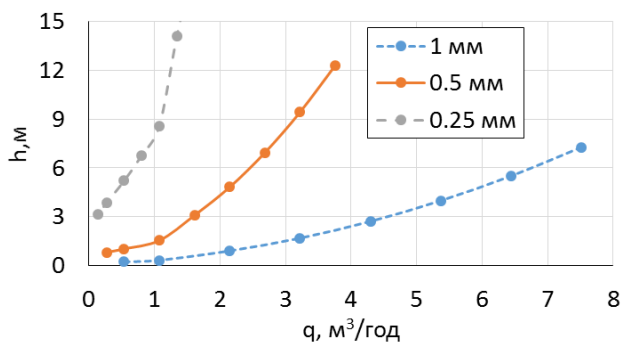


Рисунок 3.11 – Залежність втрати напору в щілині між ротором і статором

Величина об'єму рідини, що проходить через щілину між ротором і статором має визначатися тепловим потоком, який потрібно відібрати для охолодження електродвигуна. Зазначений тепловий потік формується з втрат в електродвигуні (301 Вт) [168], в статорній перегородці (490 Вт) та втрат на тертя в щілині між ротором і статором (визначається за формулою (3.3) і становить близько 100 Вт). За умови відбору всієї теплової енергії цим потоком рідини (насправді частина тепла відводиться через корпус моноблочного насоса), витрата рідини розраховується за формулою:

$$q = \frac{P}{\rho \cdot c \cdot \Delta T}.$$

Задаючи перепад температури рідини ( $\Delta T$ ) в  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  отримуємо мінімально необхідну витрату  $0,38\text{ м}^3/\text{год}$ . Згідно проведених розрахунків використовуючи графік (рис. 3.11) втрати напору в щілині між ротором і статором становлять близько  $1\text{ м}$  за номінальної подачі насоса.

### **3.4.5 Гідродинамічна сили, що діє на ротор в зазорі між статором і ротором**

При наявності ексцентриситету величина колової швидкості в зазорі має нерівномірний розподіл [131], тому додатково виникає радіально направлена гідродинамічна сила. За умови відносного зазору  $\psi = 0,001 \dots 0,003$  [174] та відносного ексцентриситету  $\chi > 0,71$  [131] між ротором і статором при обертанні утворюється так званий «гідродинамічний клин» [174] і ротор «спливає». Щілина сприймає навантаження і працює як гідродинамічний підшипник. За умови не виконання вище зазначених обмежень, будуть виникати додаткові радіальні навантаження на ротор насоса (див. параграф 3.4.6).

Додатково треба звернути увагу на режим течії в зазорі. Згідно [19] при ламінарній структурі гідродинамічна сила при великій товщині шару мастила та



малому ексцентриситеті відсутня і зростає зі зниженням товщини цього шару та збільшенням ексцентриситету. Проте, за умови турбулентного режиму гідродинамічна сила в 10...13 разів вища. При цьому, при зазорі (товщині плівки ( $h_0$ )) 0,25 мм сила буде становити 300 Н, а відносний ексцентриситет має бути 0,5.

Діапазон зміни одностороннього зазору між ротором і статором, враховуючи вище представлене, прийнято 0,25...0,5 мм, радіус внутрішньої порожнини статора становить 47,5 мм, попередньо розрахований односторонній зазор в підшипниках становить 0,031...0,062 мм. Відповідно  $\psi = 0,00526...0,0105$ , а  $\chi = 0,062...0,124...0,248$ . Отримані дані свідчать про відсутність умов для виникнення гідродинамічної сили, що буде піднімати ротор. Для її виникнення необхідний ексцентриситет становить

$$e = 0,71 \cdot \delta > 0,71 \cdot 0,25 > 0,18 \text{ мм}$$

Для забезпечення умови роботи зазору, як гідродинамічного підшипника, необхідно зменшити його величину, що призведе до зростання втрат напору та механічних втрат на тертя та радіальної сили електромагнітного притягання ротора статором. Крім того, як зазначалося вище, величина ексцентриситету може мати різний напрям і тому необхідно враховувати величину можливого додаткового навантаження від ексцентричного розташування ротора в розточці статора. При визначенні схеми навантаження для розрахунку параметрів підшипникового вузла доцільним є прийняття «найважчої» схеми навантаження, яка враховує дію всіх сил в одному напрямку.

### **3.4.6 Залежність величини гідродинамічної сили від ексцентриситету розташування ротора відносно статора у герметичному моноблочному насосі**

Вважається, що в поперечному перетині зазору між статором і ротором основна маса рідини рухається з майже сталою середньою швидкістю, що приблизно відповідає  $V/2$ . Проте при ексцентриситеті ширина зазору має різну

величину і відповідно різну середню величину швидкості вздовж периметра кола (рис. 3.12). Як наслідок, згідно закону Бернуллі змінюється розподіл тиску в зазорі, виникає гідродинамічна сила, що має напрямок в сторону меншого зазору [50]. В робочому процесі насоса це приводить до виникнення поперечно діючих на ротор гідродинамічних сил і відповідно до додаткових динамічних навантажень на вал електронасоса та підшипникові вузли. Їх можна визначити за методикою [50], що базується на рівнянні:

$$R_x = e\gamma U^2 S / 8\delta_0 g \quad (3.4)$$

Згідно вказаної залежності проведено розрахунок радіальної сили для діапазону ексцентриситету  $0 \dots 0,5$ , діаметра внутрішньої порожнини статора 95 мм, довжини ротора 100 мм, одностороннього зазору між ротором і статором 0,25 мм, 0,5 мм, 1,0 мм, обертів ротора 980 об/хв, 1450 об/хв та 2900 об/хв (рис. 3.13 а) та температури води в діапазоні  $0 \dots 80$  °С (рис. 3.13 б).

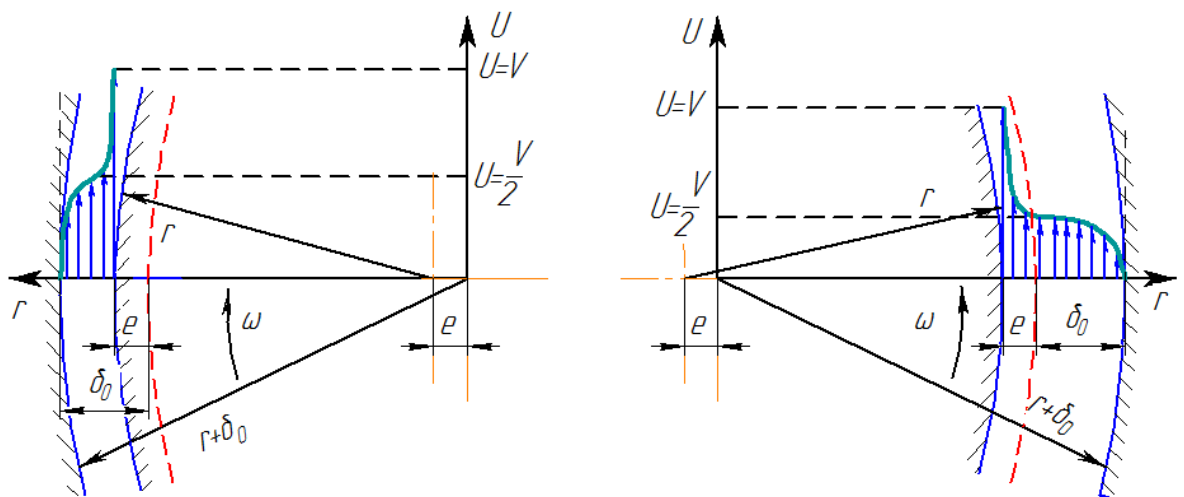


Рисунок 3.12 – Схематичне зображення епюри швидкостей рідини, що рухається в зазорі між ротором і статором з ексцентричним розташуванням ротора відносно статора

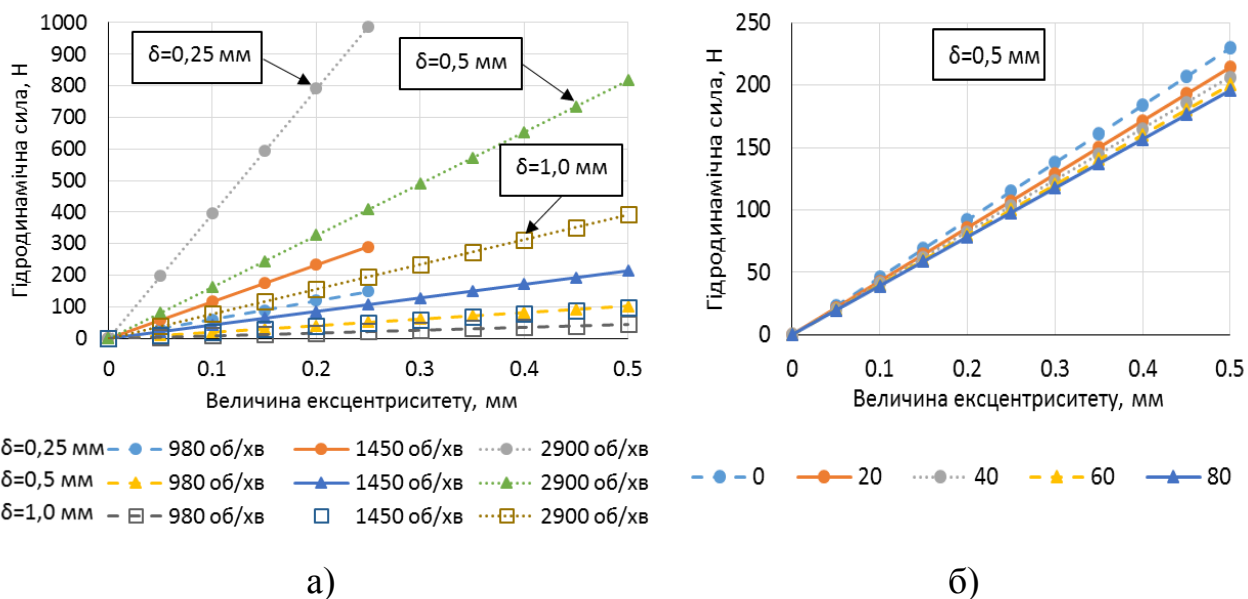


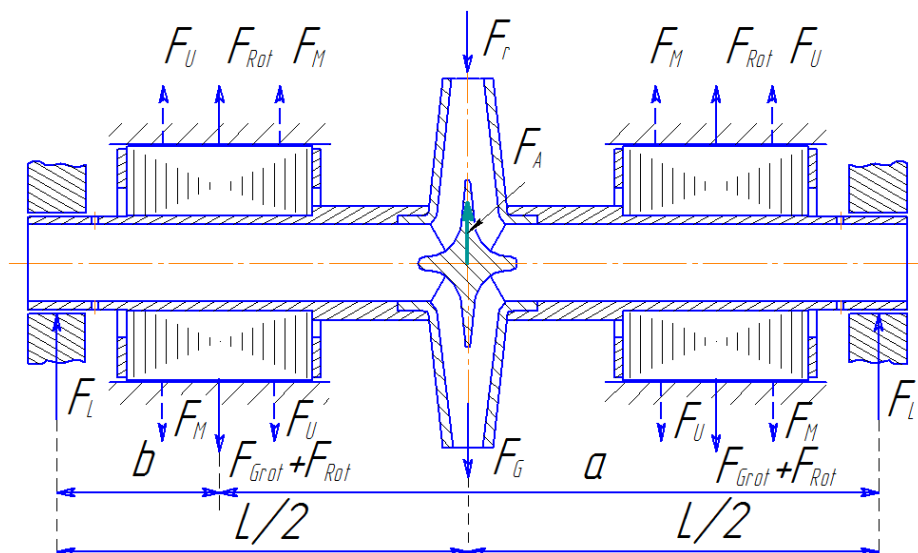
Рисунок 3.13 – Розрахункова залежність гідродинамічної сили від величини ексцентриситету ротора: а) при зміні кількості обертів ротора, б) при зміні температури води за  $n = 1450$  об/хв

Результати розрахунку та аналізу показують, що зростання величини ексцентриситету ротора спричинює лінійне зростання гідродинамічних сил (прямо пропорційно величині ексцентриситету та обернено пропорційно величині зазору). Також спостерігається прямо пропорційна залежність гідродинамічної сили від швидкості обертання валу [35]. Підвищення температури води в зазорі призводить до зниження гідродинамічної сили, що є позитивним ефектом. Аналіз рівняння (3.4) та проведених розрахунків підтверджують рекомендацію Сінева [50] зменшити діаметр ротора електродвигуна для зниження радіальної складової гідродинамічних сил.

### 3.4.7 Особливості розрахунку валу на жорсткість та міцність

На вал моноблочного насоса діє вага роторних елементів, гідродинамічні та електромагнітні радіальні сили (рис. 3.14). Згідно [45,56,83,165,166,167] радіально направленої сили від взаємодії РК з відповідним направляючим апаратом не виникає, проте можлива невелика її динамічна складова при проходженні лопаток РК

поблизу лопаті апарату, тому з врахуванням результатів Агостініеллі [177] прийнято її величину 100 Н. При розрахунку не враховано можливість виникнення гідродинамічних сил взаємодії між ротором і статором, що будуть зменшувати навантаження на ротор та підшипники, а розглядається тільки як додаткове навантаження.



$F_G$  – вага РК та валу;  $F_r$  – гідродинамічна сила взаємодії РК та відповідного пристрою;  $F_{Rot}$  – гідродинамічна сила взаємодії між ротором і статором;  $F_A$  – виштовхувальна сила Архімеда;  $F_{Grot}$  – вага ротора;  $F_m$  – сила одностороннього магнітного притягання;  $F_l$  – гідродинамічна сила в підшипниках ковзання;  $F_u$  – залишковий дисбаланс маси ротора

Рисунок 3.14 – Схема радіальних сил для розрахунку валу

Розрахунок валу на жорсткість та міцність здійснено на основі методики для електродвигунів [168], яку було уточнено у відповідності до розглянутої конструкції порожнистого валу. Для розрахунку моменту інерції повнотілого валу застосовується формула [178]:

$$J_x = J_y = \frac{\pi d_v^4}{64} \approx 0.05 d_v^4.$$

Для порожнистого валу змінюється площа поперечного перетину валу (рис. 3.15) і формула матиме наступний вигляд:

$$J_x = J_y = \frac{\pi}{64} \cdot (d_1^4 - d_2^4) \approx 0.05 \cdot (d_1^4 - d_2^4).$$

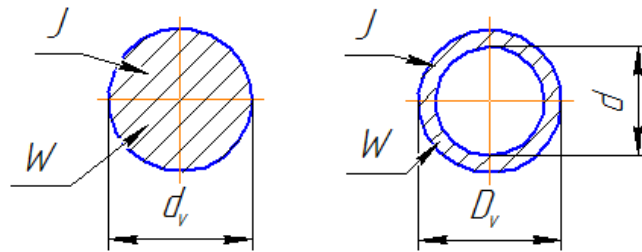


Рисунок 3.15 – Схема для розрахунку моменту інерції валу

Застосування порожнистих валів знижує масу агрегату. Зміна маси валу пропорційна  $(1-(d/D_v)^2)$ , а зменшення його міцності та жорсткості пропорційне  $(1-(d/D_v)^4)$ , тому застосування конструктивної схеми насоса з порожнистим валом не зменшує його несучої здатності при зниженні його маси.

Згідно отриманих результатів (рис. 3.16) розрахунку валу на міцність та жорсткість, повнотілий вал з діаметром 32 мм при односторонньому зазорі між ротором і статором 0,5 мм не задовольняє умов допустимого прогину валу (12% від величини зазору [168]), а порожнистий вал з внутрішнім діаметром ( $d$ ) 40 мм та 44 мм та зовнішнім ( $D_v$ ) 48 мм та 52 мм відповідно витримує зазначені розрахункові навантаження (за умови  $\delta$  в діапазоні 0,5...1,0 мм та  $e < 0,25$  мм). Розрахунковий прогин між ротором і статором є в межах допустимого.

### 3.4.8 Розрахунок підшипників ковзання

Розрахунок опорних підшипників проведено з урахуванням всіх навантажень, що діють на ротор, за методикою [174], за умови напіврідинного або рідинного змащування (гідродинамічний режим), а також за умов граничного змащування (тертя) в період запуску або зупинки та збільшення радіального навантаження спричиненого зростанням ексцентриситету (через механічне зношування елементів підшипника).

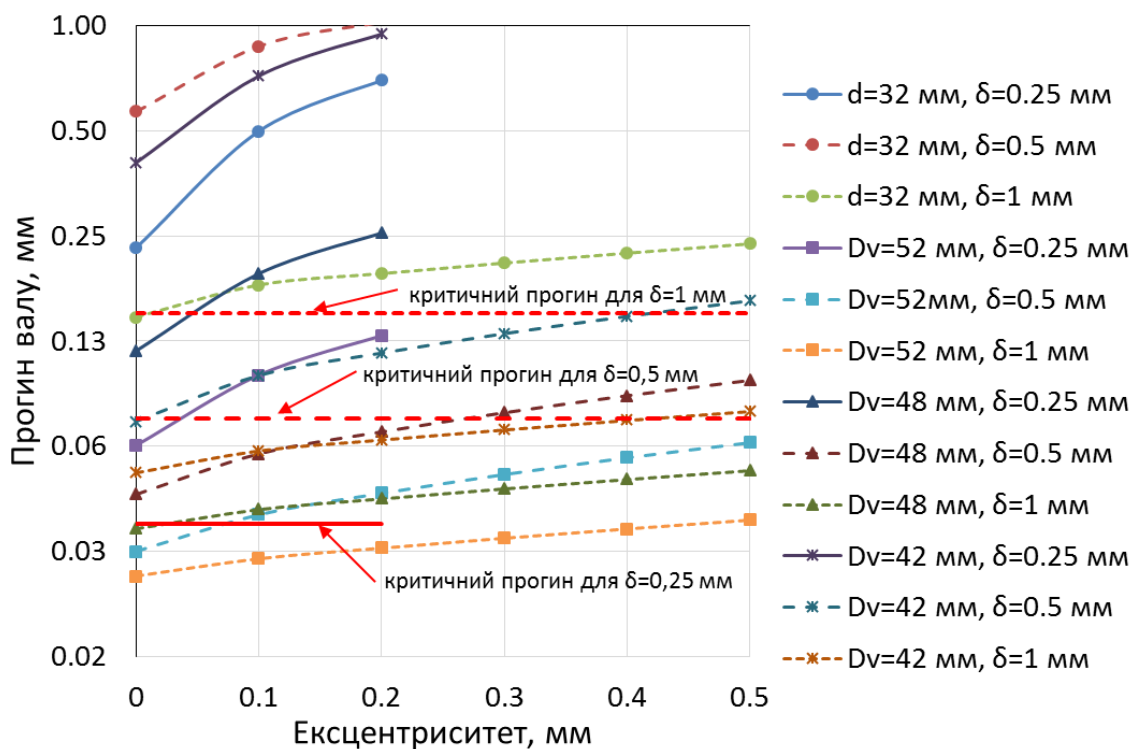


Рисунок 3.16 – Співвідношення між величиною прогину валу та величиною початкового ексцентриситету у залежності від діаметра ОПІ та величини зазору між ротором і статором ( $n = 1450$  об/хв)

Першим критерієм вибору матеріалу підшипникових пар тертя є здатність функціонувати за умови змащування водою. В таких випадках часто застосовуються підшипники з гумовими втулками, проте вони не задовольняють розрахункових умов навантаження, точності позиціонування ротору та робочим об'ємом необхідної величини подачі рідини для їх охолодження (мінімум  $1,5 \text{ м}^3/\text{год}$  [179] з тиском  $(0,5 \dots 2,5) \cdot 10^5 \text{ Па}$  [180]). Як варіант застосування матеріалу, запропоновано текстоліт, що при водяному змащуванні має критичні робочі параметри: питома навантаження  $[p] = 35 \text{ МПа}$ , допустима швидкість ковзання  $[v] = 6 \text{ м/с}$  та параметр  $[pv] = 25 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ , коефіцієнт тертя (сталь по текстоліту) становить  $0,15 \dots 0,25$  [180]. Геометричні розрахункові параметри становлять: внутрішній діаметр втулки 62 мм, мінімальна довжина втулки 45 мм, відносний зазор  $\psi = 0,001$ , що відповідає радіальному зазору 0,031 мм, товщина втулки 13 мм. Альтернативними матеріалами також можуть бути еластомерний полімерний сплав або полімерні матеріали (фторопласти), карбіди (карбід кремнію, карбід

вольфраму), силіційований графіт, графітопласти та металокерамічні матеріали [181]. Робоча температура води має становити менше 30 °С (при тиску на виході з насоса до 0,1 МПа), при більших величинах в'язкість води зменшується і, як наслідок, знижується гідродинамічна здатність сприймати навантаження. Для вищих температур потрібно забезпечити вищий тиск або застосовувати підшипники з більшою довжиною втулки або ямкові чи багатоклинові.

За методикою [49] розраховано гідравлічні характеристики підшипника (залежності втрат напору ( $h$ ) в щілині підшипника від об'єму протікання ( $q$ ) води) за умови різної величини рівномірного зазору (рис. 3.17). Відповідно до отриманих результатів підшипники додатково виконують функцію ущільнення. Їх гідравлічні параметри визначають величину протікання через щілину між ротором і статором. У разі необхідності збільшення об'ємів протікання у щілині необхідно застосувати напівкруглі канавки у втулці підшипника, що також підвищить ефективність змащування та підйомну силу [50].

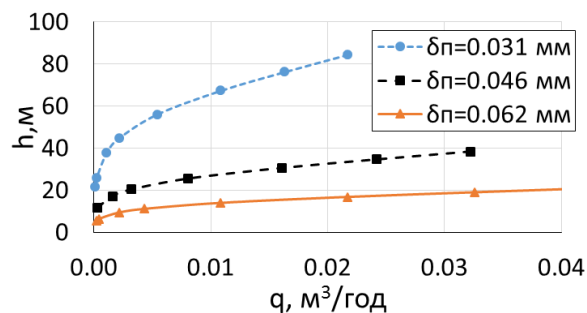
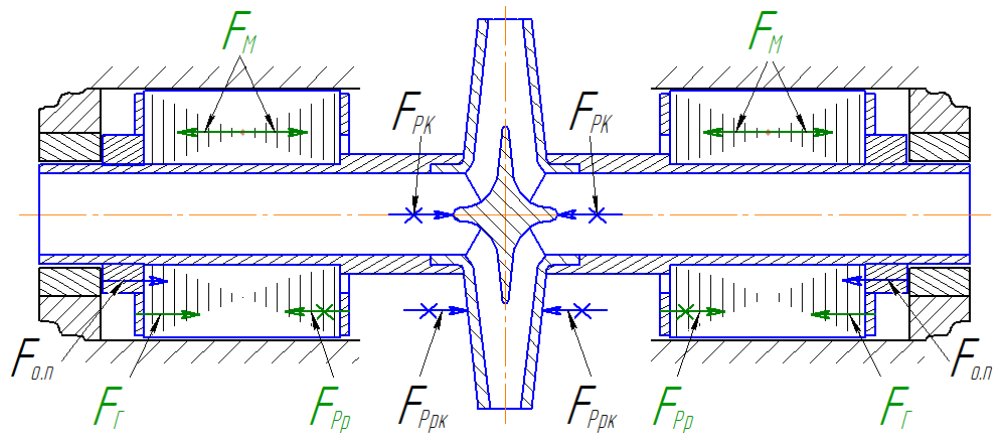


Рисунок 3.17 – Гідравлічна характеристика підшипника ковзання

### 3.4.9 Осьові магнітні та гідравлічні сили та їх сприйняття

Як відомо, конструкція насоса двостороннього входу є збалансована з точки зору компенсації осьових зусиль, тому що її геометрія є симетрична (рис. 3.18). Проте незначні залишкові зусилля можуть виникати через неточності (неповної симетрії) виготовлення деталей, їх нерівномірного зношування та при вихроутворенні на нерозрахункових режимах функціонування насоса [85]. Сила, що виникає від взаємодії РК та потоку рідини ( $F_{PK}$ ), сила тиску рідини на торцеві

поверхні РК ( $F_{PRK}$ ), сила тиску рідини на торцеві поверхні ротора ( $F_{PP}$ ) в правій та лівій частині насоса компенсують одна одну.



$F_{PK}$  – сила що виникає від взаємодії РК та потоку рідини;  $F_{PPK}$  – сила від тиску рідини на торцеві поверхні РК;  $F_{PP}$  – сила від тиску рідини на торцеві поверхні ротора;  $F_M$  – осьова магнітна сила;  $F_{\Gamma}$  – сила від тиску рідини на торцеві поверхні ротора;  $F_{o.n.}$  – сила в осьових підшипниках

Рисунок 3.18 – Схема навантаження ротора осьовими силами в моноблочному насосі

Величина гідравлічних залишкових сил оцінюється за формулою [85]:

$$F_z = f_{ax} \frac{\rho}{2} u_2^2 (d_2^2 - d_{1n}^2), \quad (3.5)$$

де  $f_{ax}$  – коефіцієнт, що приймає значення: статичні сили –  $f_{ax,stat} = 0.01 \dots 0.02$ , динамічні  $f_{ax,dyn} = 0.02 \dots 0.06$  (більші величини для  $0,4 Q_{nom}$ );

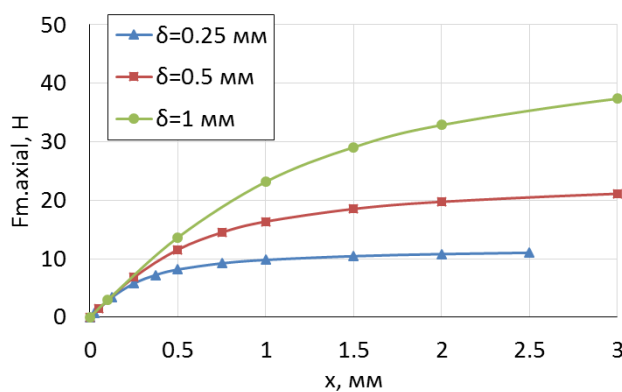
$d_{1n}$  – діаметр передніх ущільнень, м.

За результатами виконаних розрахунків осьова статична та динамічна гідравлічна залишкова сила становить 88 Н для  $n = 1450$  об/хв (рис. 3.19 б) та 350 Н для  $n = 2900$  об/хв. Лінія дії сили по осі обертання, напрям дії сили може бути вправо або вліво у залежності від конструктивних особливостей проточної частини насоса.

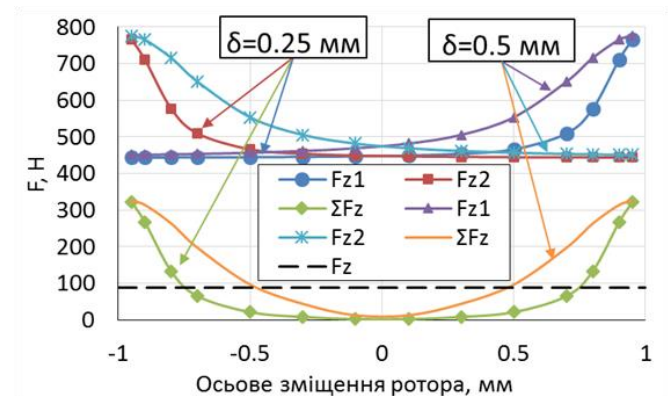


При зміщенні ротора відносно його магнітної осі, виникає осьова магнітна сила ( $F_M$ ), що спрямовано в напрямку протилежному до його зміщення. Розрахунок її величини проведено за методикою [182]. Виявлено, що ці сили зростають зі збільшенням радіального зазору та величини зсуву ротора (рис. 3.19 а). Загальна величина зусиль, які потрібно компенсувати, становлять:

$$F_{o.n} = F_z \pm F_{M1} \pm F_{M2} .$$



а)



б)

Рисунок 3.19 – Залежність величини осьової сили: а) магнітної осьової сили, що виникає від зміщення ротора відносно вісі симетрії розташування; б) гідравлічної осьової сили в гідроуп'яті у залежності від положення ротора

Зсув ротора до 2 мм не спричиняє виникнення суттєвих осьових сил. За умови розташування обох роторів зсунутими відносно магнітної осі в одному напрямку сума магнітних сил (при зсуві роторів до 3 мм) не достатня для компенсації розрахункової залишкової гідравлічної сили. За умови розташування обох роторів зсунутими відносно магнітної осі в різні напрямки, осьова магнітна сила компенсує одна одну, проте залишкова осьова сила зсуває ротори в одну сторону, що призводить до зниження однієї з магнітних сил та зростання другої. Однак, їх сума при зсуві роторів до 3 мм також є недостатньою для компенсації розрахункової залишкової осьової сили.

В процесі довготривалої експлуатації зі зношуванням підшипників ковзання, що додатково виконують функцію ущільнення, зростає осьовий зазор і, відповідно, осьові сили та об'єм рідини, що протікає по контуру охолодження.

За умови виконання плоскими поверхонь осьових підшипників їх торцева щілина, порожнина перед нею та циліндрична щілина між ротором і статором формують вузол оберненої гідроп'яти. Робочий процес є наступним. При сталому режимі роботи об'єми протікання рідини (за визначеної величини зазору в торцевих ущільненнях) та тиску в порожнинах насоса є однаковими в правій та лівій частині. При зміщенні ротору, наприклад, вліво величина зазору в упорних підшипниках зменшується, об'єм рідини, що протікає також зменшується, втрати напору в щілині між ротором і статором зменшуються. Як наслідок, тиск в порожнині гідроп'яти (між кришкою насоса та ротором) зростає, а з правої сторони зменшується, через збільшення об'єму протікання рідини (збільшення величини зазору). Сили тиску рідини на поверхні зліва збільшуються, а справа зменшуються. Ротор зміщується вправо до встановлення рівноваги сил.

Зусилля, що діють на осьові підшипники, будуть відсутні за умови достатньої площі торцевої поверхні ротора та тиску в порожнині гідроп'яти. Для варіанту конструкції з гідроп'ятою необхідною умовою є менший тиск за торцевою щілиною ніж перед нею. В такому випадку необхідно робити отвори у валі, що негативно вплине на міцність валу, або канавки у втулці підшипника ковзання, що забезпечить постійне протікання рідини та охолодження підшипників. У випадку інших параметрів насоса з вищим напором ніж розглядається можна додатково встановити кільцеве ущільнення після щілини між ротором і статором (див [43]).

Осьову силу в гідроп'яті визначено за методикою Марцинковського [183] (рис. 3.19 б). Збільшена щілина між ротором і статором (менші втрати напору) дозволяє краще сприймати осьові зусилля при зміщенні ротора. Величина залишкової сили оцінена за формулою (3.5) є значною в порівнянні з силами, що виникають в гідроп'яті і для її компенсації мінімальний зсув ротора осьовому напрямку становить 0,5 мм. Отже, за результатами аналізу за даних геометричних параметрів гідроп'ята є недостатнім заходом для компенсації залишкових осьових

зусиль. Потрібно використовувати упорний підшипник з канавками на поверхні статорної втулки (для забезпечення циркуляції рідини).

Для холодних насосів (з температурою рідини, що перекачується нижче 10 °С) може бути застосована змінена конструкція насоса, де торцева щілина, що буде регулювати величину тиску в порожнині між РК та корпусом формується площиною РК і статорною перегородкою. Недоліком є підвищена лінійна швидкість на торцевих поверхнях, що мають більший радіус, а також зменшення тиску в щілині між ротором і статором може призвести до виникнення кавітаційних процесів.

### **3.5 Висновки**

За результатами аналітичних досліджень уточнено конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом за якими зроблено наступні висновки:

1. Розроблені конструктивні схеми герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом представляють новий технічний результат за яким мінімізовано залишкові осьові сили та покращено охолодження статорних і роторних елементів електродвигунів. Даний підхід дозволив поєднати в одному вузлі підшипники та ущільнення між напірною і всмоктувальною порожнинами насоса, при чому, порожнина валу є частиною ОПП.

2. Для зменшення електромагнітних втрат в статорній перегородці перспективним є використання конструкції моноблочного герметичного насоса з порожнистим валом та трансформаторно-асинхронною системою електродвигуна.

3. За результатами аналізу конструкції прототипу насоса визначено, що додаткового наукового дослідження потребує структура течії в ОПП, вплив його конструкції на характеристики насоса та кавітаційні процеси в ньому.

4. РК та електродвигун вибрані за принципом уніфікації. Компонування серійного РК з високими кавітаційними властивостями та електродвигуна призвело до утворення специфічної форми ОПП з дифузором перед входом в РК.

5. Проведені дослідження та виконані розрахунки підтверджують доцільність застосування електродвигунів, що мають відносно менший діаметр ротору та більшу його довжину при тій самій потужності. Застосування таких конструкцій продиктовано зменшенням величини механічних втрат енергії на гідравлічне тертя в щілинах та пазухах, утворених циліндричними і торцевими поверхнями.

6. Збільшення внутрішнього діаметру роторних магнітопроводів у серійному електродвигуні призводить до збільшення електромагнітних втрат та зниженню ККД двигуна, при цьому спостерігається квадратична залежність втрат від збільшення діаметру.

7. Сила магнітного одностороннього притягання ротора статором прямо пропорційна величині ексцентриситету та обернено пропорційна величині розрахункового рівномірного зазору. Зниження частоти обертання валу електронасоса шляхом зміни частоти струму приводить до зростання сили одностороннього притягання ротора статором.

8. Об'єм рідини, що протікає по контуру охолодження електродвигуна, визначається місцем з найбільшим гідравлічним опором. Вибір зазору між ротором і статором має здійснюватися з огляду на мінімізацію магнітних та гідродинамічних сил з урахуванням протікання необхідного об'єму рідини для забезпечення охолодження електродвигуна.

9. Характер гідродинамічних сил, що виникають у потоці рідини між поверхнями статорної перегородки та ротора, що обертається, залежить від величини відносного зазору та відносного ексцентриситету. В представленій конструкції виникає радіальне навантаження на підшипники, що прямо пропорційне величині ексцентриситету та обернено пропорційне величині зазору. За умови зменшення швидкості обертання ротора гідродинамічна сила зменшується і навпаки. За результатами розрахунку рекомендується вибирати якомога менший діаметр ротора електродвигуна для зниження гідродинамічних сил.

10. Діаметр ротора впливає на гідравлічні втрати, величину гідродинамічної сили, проте не впливає на електромагнітну силу при ексцентричному його розташуванні в статорі.

11. Застосування порожнистих валів дозволяє підвищити міцність та жорсткість валу без збільшення маси агрегату.

12. Радіальні підшипники сприймають рівнодійну ваги, електромагнітних, та гідродинамічних сил, що діють на ротор моноблочного герметичного насоса. Величина зазору в підшипниках впливає на величину ексцентриситету ротора в статорі, і як наслідок, на величину електромагнітних та гідродинамічних сил і об'ємів протікання рідини в щілині. Рекомендований відносний зазор в підшипниках 0,001.

13. За даних геометричних особливостей конструкції та робочих параметрів моноблочного насоса сприйняття залишкових осьових сил оберненими гідроп'ятами не можливе, тому вони сприймаються упорними підшипниками ковзання. Осьові електромагнітні сили, що виникають від зміщення роторних елементів електричного двигуна від їх симетричного положення в статорі, для розглянутої потужності електродвигуна становлять близько 10% гідродинамічних сил.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [34,35,43,44].

#### **4. РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ЙОГО ОСОБЛИВОСТЕЙ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ТА ОСЬОВОМУ ПІДВІДНОМУ ПРИСТРОЇ**

В розділі представлені результати числового моделювання течії рідини в проточній частині герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом, що розроблений на основі результатів досліджень, викладених в 3 розділі. Моделювання проведено з використанням програмного комплексу ANSYS CFX за методикою описаною в 2 розділі. Перша частина досліджень зосереджена на структурі потоку в ОПП та РК і зміні параметрів насоса (Додаток В рис. В.2) при застосуванні ОПП (рис. 3.5) з різними геометричними параметрами при  $n = 1450$  об/хв. Друга частина досліджень зосереджена на аналізі кавітаційних процесів в ОПП та РК при  $n = 1450$  об/хв та  $n = 2900$  об/хв.

##### **4.1 Аналіз впливу величини діаметра осьового підвідного пристрою на структуру потоку в ньому**

На першому етапі досліджень визначено вплив величини діаметра ОПП на структуру потоку в ньому. Аналіз розподілу тисків (рис. 4.1) та швидкостей в потоці (рис. 4.2) в повздовжньому перетині для розрахункових варіантів геометрії ОПП з діаметрами 35 мм, 40 мм, 45 мм і 50 мм (кути розкриття дифузора є в межах  $19^\circ \dots 12^\circ$ ) виявив, що контури розподілу тиску для всіх варіантів є подібним. Зниження тиску спостерігається після раптового входу, що спричинено утворенням вихорів в даній зоні та перед входом в РК, що спричинено відривом потоку. Підвищення тиску спостерігається перед раповим входом та обтічником. Зростання швидкості спостерігається поблизу стінки перед входом в РК, а пониження в місцях відриву потоку в дифузорі, перед раповим звуженням (та поблизу стінок) (рис. 4.2). Найбільш нерівномірне розподілення швидкостей в перетині ОПП спостерігається в ОПП з діаметром 35 мм. З врахуванням впливу

діаметра ОПП на робочі параметри електродвигуна для подальшого дослідження вибрані варіанти ОПП з діаметром 40 мм та 45 мм [36].

Раптове звуження на вході в ОПП призводить до значних втрат та утворення вихрових зон на початку прямолінійної ділянки (рис 4.2), що в свою чергу призводить до падіння тиску (рис. 4.1). Між вихровою зоною та основним потоком утворюється поверхня розділу, яка зменшує площу прохідного перетину [184]. Для зменшення втрат можна застосовувати заокруглення, фаску (див. Додаток Д) або конус [133].

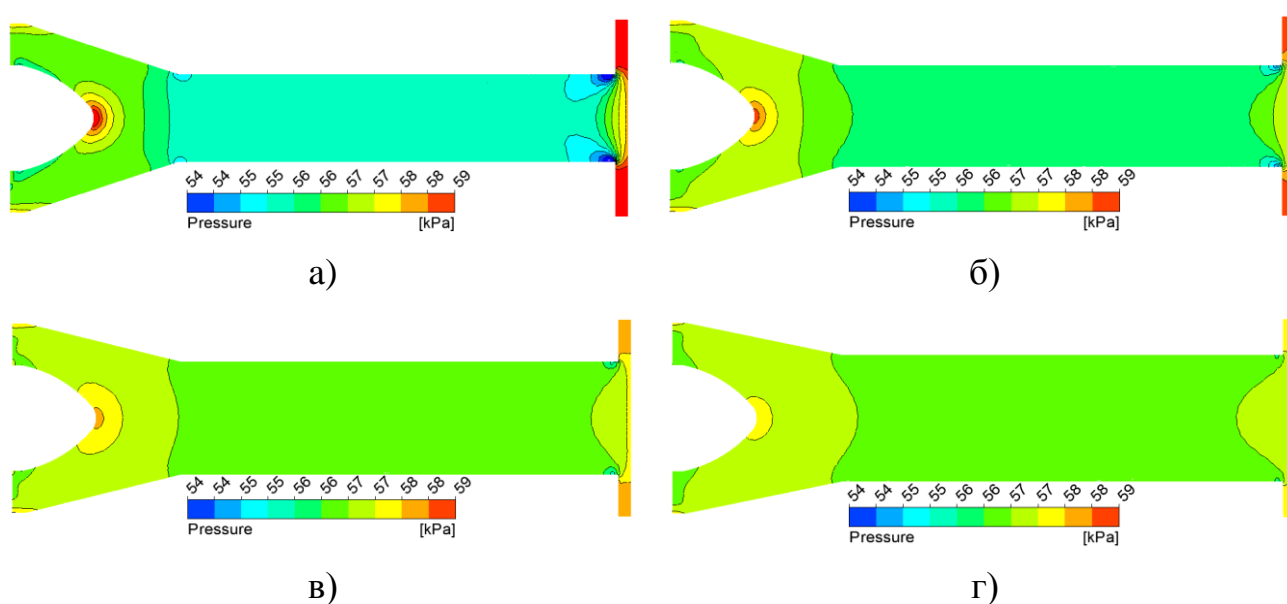


Рисунок 4.1 – Розподіл тисків в ОПП з діаметром:

а) 35 мм, б) 40 мм, в) 45мм, г) 50 мм

#### 4.2 Аналіз впливу кута розкриття та довжини дифузора та обтічника осьового підвідного пристрою на структуру потоку в ньому

Розподіл тиску в повздовжньому перетині для ОПП з діаметром 40 мм, довжиною дифузornoї ділянки 51 мм, 56 мм, 61 мм, 66 мм та довжиною обтічника 33,5 мм (Додаток Д рис. Д.1) є подібним для всіх варіантів, незначна відмінність спостерігається у величині зони підвищення тиску перед обтічником. Розподіл структури потоку (Додаток Д рис. Д.2) також є подібним для всіх варіантів.

Відмінність тільки у величині зони зниження швидкості перед обтічником, що і є причиною зміни тиску, та меншій площі відривної зони поблизу стінок дифузору, що спричинено меншою довжиною дифузору. Перевагою малого кута розкриття дифузору є менші втрати, проте він має велику довжину. Щоб повноцінно використати потенціал дифузору щодо перетворення швидкості потоку у швидкісний напір потрібно забезпечити умову перебування потоку вздовж стінки на межі відривання [140], при цьому, потрібні прямолінійні ділянки довжиною не менше 4 діаметрів [140], що не можливо виконати перед РК за даної конструктивної схеми.

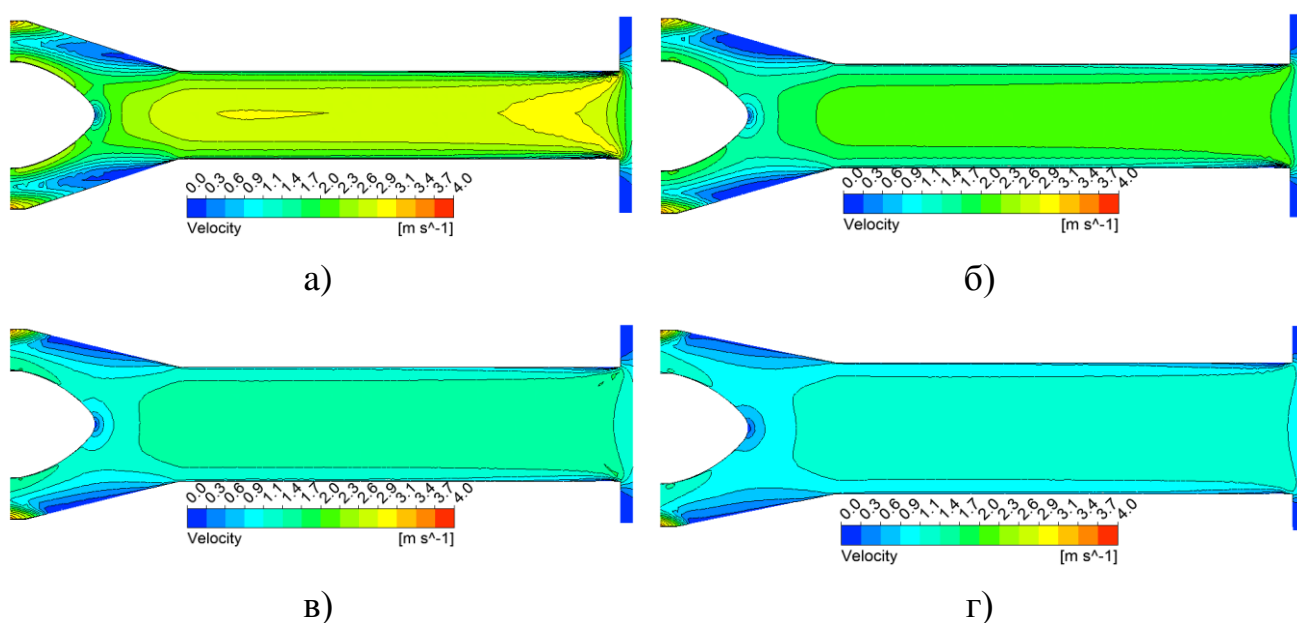


Рисунок 4.2 – Розподіл швидкості потоку в ОПП діаметром:

а) 35 мм, б) 40 мм, в) 45мм, г) 50 мм

### 4.3 Аналіз впливу форми обтічника осьового підвідного пристрою на структуру потоку на вході в робочому колесі

Довжина обтічника впливає на величину зони підвищення тиску перед обтічником та відривну зону в дифузорі. При наближенні довжини обтічника до довжини дифузору зменшується тиск та величина відривних зон. Його подовження



спричиняє притискання потоку до стінок. Картина розподілу є подібною для всіх розглянутих варіантів.

Застосування профіля дифузору зі зміною кута розкриття дозволяє уникнути гострої кромки і зменшити відривну зону (Додаток Д рис. Д.3). При прямолінійній формі обтічника погіршується структура течії в дифузорі, а саме, збільшуються відривні зони (Додаток Д рис. Д.3).

#### **4.4 Аналіз впливу обертання стінок осевого підвідного пристрою на структуру потоку та розподіл швидкостей на вході в робоче колесо**

Порівняння картин розподілу абсолютної швидкості в поперечному перетині потоку було здійснено в трьох перетинах *A*, *B* та *C* (рис. 4.3). Відстань від перетину *B* до перетину *A* та *C* становить 4 мм та 7 мм відповідно. Перетин *A* розміщений у вхідній воронці РК, перетин *B* – на вході в РК, а перетин *C* – на початку зони розвиненої колової складової абсолютної швидкості.

Аналіз розподілу швидкості в поперечному перетині ОПП підтверджує значне зниження колової складової швидкості при віддаленні його від РК (рис. 4.3). Це спричинене зниженням впливу РК на закручування потоку на вході.

Поблизу обтічника переважає осьова складова абсолютної швидкості, а на периферії – колова (рис. 4.4). Одна з причин такого розподілу – це форма ОПП. По всій довжині дифузору ОПП в пристінковій зоні спостерігається закономірне зниження абсолютної швидкості, а на його виході – застійна зона, в якій осьовий напрям руху рідини змінюється на зворотній. Інша причина – це обтічник, що розділяє потік по центру та спричинює зростання осевої складової абсолютної швидкості. На закручування рідини в периферійній зоні впливає РК та обертовий рух стінок ОПП. Модель № 4 має меншу застійну зону завдяки раптовому розширенню, і як наслідок, зменшується зона розвиненої колової складової абсолютної швидкості та подовжується зона низьких швидкостей поблизу стінок дифузору ОПП. Доцільність використання раптового розширення для зменшення

довжини дифузору та підвищення його ефективності також підтверджує Пфлейдерер [140].

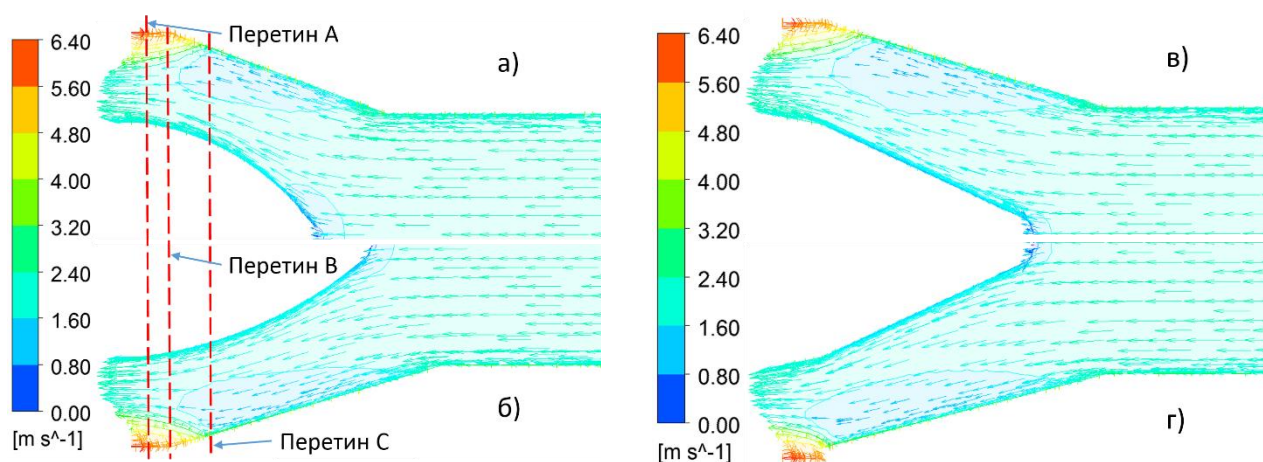


Рисунок 4.3 – Картини розподілу векторів абсолютної швидкості в повздовжньому перетині дифузору ОПП з діаметром 45 мм: а) № 1 ( $l_{\text{диф}} = 40$  мм,  $l_{\text{об}} = 27$  мм); б) № 2 ( $l_{\text{диф}} = 50$  мм,  $l_{\text{об}} = 37$  мм); в) № 3 (прямолінійний обтічник  $l_{\text{диф}} = 50$  мм,  $l_{\text{об}} = 37$  мм); г) № 4 (раптове розширення  $l_{\text{диф}} = 40$  мм,  $l_{\text{об}} = 27$  мм)

Величини складових абсолютної швидкості впливають на величину теоретичного напору РК, для визначення якого використовується рівняння Ейлера [85], яке безпосередньо враховує вплив колової складової абсолютної швидкості на напір насоса. В загальній практиці, для спрощення теоретичних та практичних розрахунків використовують середнє значення абсолютної швидкості або її складових за перетином [83], що вносить систематичну похибку в результати розрахунків [25]. При цьому, розподіл величин складових абсолютної швидкості вздовж радіуса на вході в РК впливає на умови натікання рідини на лопаті РК.

Зважаючи, що геометрія ОПП є вісесиметрична, а, отже, і потік також вважається вісесиметричним, що підтверджується картинами розподілу векторів абсолютної швидкості в поперечному перетині дифузornoї ділянки ОПП (рис. 4.4) аналіз розподілу складових абсолютної швидкості проведено в поперечному перетині вздовж одного вибраного положення радіуса.

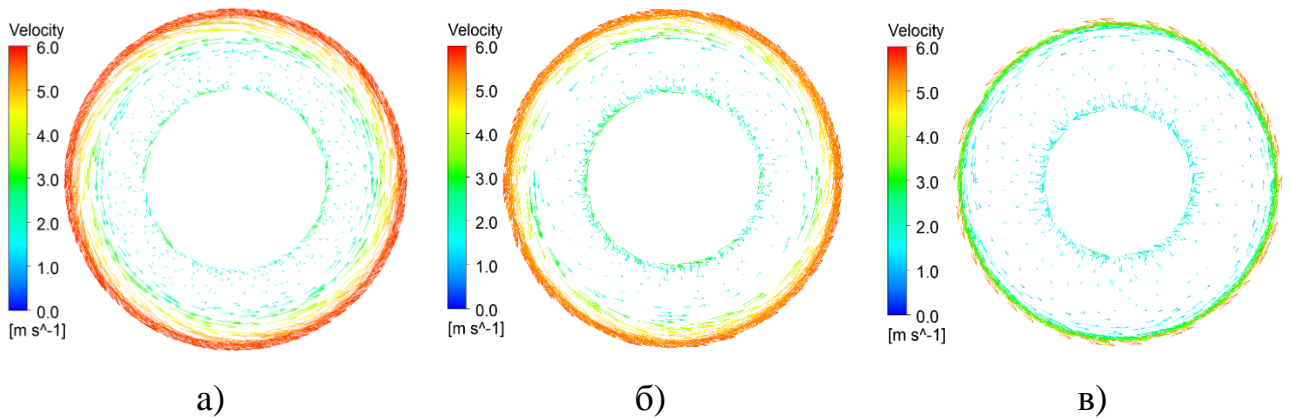


Рисунок 4.4 – Картини розподілу векторів абсолютної швидкості в поперечному перетині ОПП № 3 та РК: а) перетин А; б) перетин В; в) перетин С

Аналіз середніх величин складових абсолютної швидкості (рис. 4.5) вздовж радіусу демонструє незначну їх зміну від зміни геометричних розмірів ОПП (табл. 4.1). Введення раптового розширення в моделі № 4 призвело до зниження колової складової на 19 %, а зростання осьової на 2,6 %. Крім того, середні величини та максимальні значення радіальної складової абсолютної швидкості є значно меншими в порівнянні з двома іншими складовими [25]. Майже для всіх варіантів геометрій ОПП спостерігається незначне зростання колової складової абсолютної швидкості і зниження осьової та радіальної. Помітні відмінності є при раптовому розширенні.

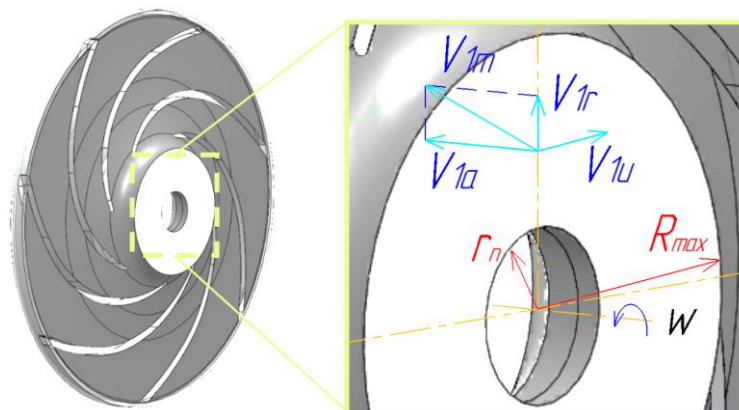


Рисунок 4.5 – Складові абсолютної швидкості рідини в поперечному перетині на вході в РК ( $r_n$  and  $R_{max}$  – радіус втулки та вхідної воронки відповідно)

Таблиця 4.1 – Середні абсолютні величини складових абсолютної швидкості вздовж радіуса

Обороти стінки ОПП, об/хв	0	1450	0	1450	0	1450	0	1450
Складова абсолютної швидкості	Модель ОПП							
	№ 1		№ 2		№ 3		№ 4	
	Перетин А							
Колова (м/с)	1.94	1.987	1.95	2.018	1.89	1.937	1.87	1.899
Осьова (м/с)	1.24	1.212	1.22	1.21	1.20	1.188	1.19	1.186
Радіальна (м/с)	0.06	0.032	0.03	0.011	0.10	0.073	0.05	0.033
	Перетин В							
Колова (м/с)	1.60	1.676	1.61	1.722	1.55	1.654	1.11	1.339
Осьова (м/с)	1.19	1.168	1.19	1.168	1.18	1.163	1.21	1.193
Радіальна (м/с)	0.11	0.07	0.04	0.006	0.18	0.124	0.12	0.114
	Перетин С							
Колова (м/с)	0.50	0.545	0.46	0.532	0.55	0.54	0.08	0.357
Осьова (м/с)	1.26	1.246	1.29	1.272	1.22	1.19	1.31	1.303
Радіальна (м/с)	0.30	0.308	0.17	0.174	0.28	0.26	0.37	0.378

Для зручності порівняння розподілу величин складових швидкостей вздовж радіуса та радіусів, вони представлені у відносних величинах відповідно до їх середнього ( $V_{(ave)}$ ) та максимального ( $R_{max}$ ) значення в поперечному перетині. Також для всіх моделей площа поперечного перетину умовно розбита на дві кільцеві зони: 1-ша зона охоплює площу до  $0,75 R_{max}$  потоку рідини в поперечному перетині, 2-га зона охоплює площу у межах  $(0,75 - 1) R_{max}$ .

Загальна картина розподілу складових абсолютної швидкостей за перетинами є подібною (рис. 4.6). Суттєві відмінності є в епюрі моделі № 4 в зоні 2 (рис. 4.6 а). В діапазоні  $(0,75 - 0,9) R_{max}$  відносна величина колової складової на 1/10 менша ніж в інших моделях. В діапазоні  $(0,9 - 1,0) R_{max}$  відносна величина колової складової майже в 4 рази перевищує середнє значення. Такий розподіл спричинений раптовим розширенням на виході з ОПП, яке локалізує застійну зону. У цій зоні на периферії поперечного перетину майже відсутній зворотній напрямок руху рідини (рис. 4.6 б). В зоні 1 вектор радіальної складової направлений до периферії, що спричинено формою обтічника, а в зоні 2 – в зворотному напрямку,

що вірогідно пов'язано зі зростанням колової складової абсолютної швидкості (рис. 4.6 в). Значне підвищення відносної величини радіальної складової абсолютної швидкості для моделі № 2 пояснюється зменшенням її середнього значення до нуля (табл. 4.1) [25].

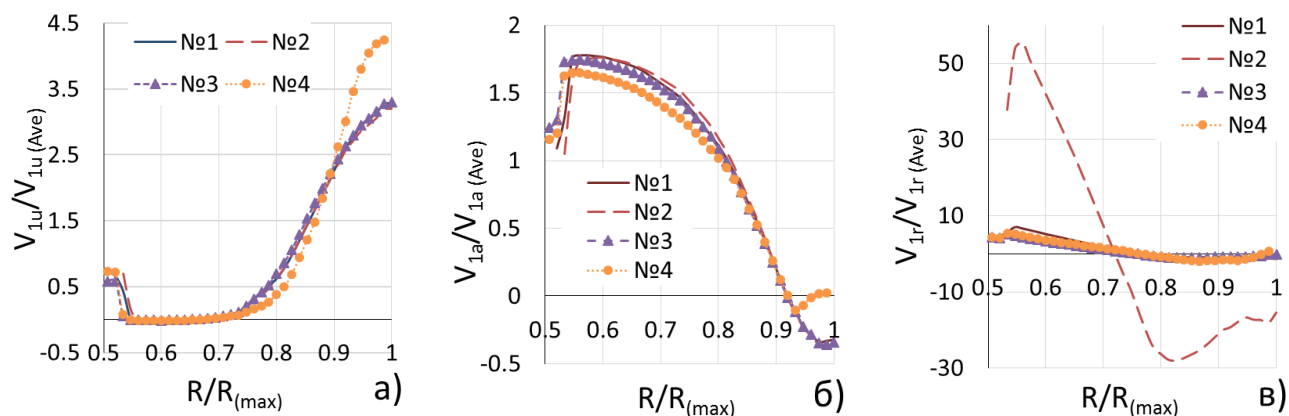


Рисунок 4.6 – Епюри складових абсолютної швидкості в поперечному перетині  $B$  ОПП за  $Q_{nom}$ : а) колова складова абсолютної швидкості; б) осьова складова абсолютної швидкості; в) радіальна складова абсолютної швидкості

Порівняння епюр складових абсолютної швидкості в поперечних перетинах  $A$ ,  $B$  та  $C$  (Додаток Д рис. Д.4) вказують на зміну структури потоку (вздовж дифузornoї ділянки ОПП). Розподіл швидкостей в перетинах  $A$  і  $B$  є якісно однаковим та подібний кількісно. На розподіл складових абсолютної швидкості в перетині  $C$  впливає лише обертання стінок ОПП, тому, середнє значення колової складової абсолютної швидкості в цьому перетині менше ніж в перетинах  $A$  і  $B$ , наприклад, для ОПП № 3 в 3 рази. Крім того, вектор осьової складової абсолютної швидкості не змінює свій напрямок на зворотній. Вектор радіальної складової абсолютної швидкості має переважний напрямок до периферії, що спричинене наявністю обтічника (Додаток Д рис. Д.4 в) [25].

На виході з дифузornoї ділянки ОПП рідина закручується РК і колова складова абсолютної швидкості зростає подібно до описаної ситуації в літературі [83,96]. Крім того, збільшується нерівномірність розподілення векторів абсолютної швидкості.

Порівняння епюр складових абсолютної швидкості в поперечному перетині  $B$  за наявності обертання стінок ОПП та за умови, коли обертання відсутнє (Додаток Д рис. Д.5), вказують на те, що якісно розподіл подібний, окрім верхньої частини зони 2 (область  $(0,9 - 1,0) R_{max}$ ). В зоні 2 значення колової складової абсолютної швидкості в моделі № 4 менше ніж в моделі № 3 на 10-15 %, що також пояснюється раптовим розширенням на виході з дифузornoї ділянки ОПП. Модель № 4 має нерівномірний розподіл радіальної складової в зоні 2. Він спричинений обтіканням рідиною застійної зони з коловим рухом рідини в зоні раптового розширення. Отримані результати розподілення векторів складових абсолютної швидкості корелюються з результатами інших вчених [84,93,137].

Порівняння епюр розподілу величин колової та осьової складової абсолютної швидкості в поперечному перетині  $B$  в діапазоні подач  $(0,6 - 1,2) Q_{nom}$  вказують на їх залежність від зміни величини подачі насоса (Додаток Д рис. Д.6). Виявлено зростання відносної колової складової абсолютної швидкості в центральній частині поперечного перетину вхідної воронки та тенденція її зниження на периферії при зменшенні величини подачі насоса. Це спричинено зменшенням величини осьової складової абсолютної швидкості, та як наслідок, збільшенням застійної зони. Крім того, посилюється вплив РК (описаний також в [87, 96]) та вплив обертання стінок ОПП на формування структури потоку. Отримані дані відповідають описаному в літературі [83] випадку, що при зниженні подачі закручування рідини в напрямку обертання РК збільшується, а при зниженні подачі змінює напрямок на протилежний. Середнє значення колової складової при подачі  $0,6 Q_{nom}$  та  $1,2 Q_{nom}$  відповідно більше на 24 % та менше на 25 % від її значення при подачі  $Q_{nom}$ .

Збільшенню подачі відповідає зниження різниці між максимальним та мінімальним значенням відносної величини осьової складової абсолютної швидкості. Крім того, знижується інтенсивність зворотних течій на периферії вхідної воронки. Середня величина осьової складової при подачі  $0,6 Q_{nom}$  та  $1,2 Q_{nom}$  відповідно більше на 2,5 % та менше на 2,9 % від її значення при подачі  $Q_{nom}$  [25].

#### 4.5 Оцінка робочих характеристик осьового підвідного пристрою

Для оцінки гідравлічних якостей ПП використовують коефіцієнт моменту швидкості та коефіцієнт гідравлічного опору. Коефіцієнт моменту швидкості – характеризує здатність ПП створювати момент швидкості [185] і визначається за формулою [93]:

$$\mu_{\tau} = \frac{\bar{V}_{0u} \bar{r}}{Q} \cdot D_q, \quad (4.1)$$

де  $\bar{V}_{0u} \bar{r}$  – осереднений момент швидкості в поперечному перетині,  $m^2/c$ ;

$D_q$  – еквівалентний діаметр на виході з ОПП,  $m$ :

$$D_q = \sqrt{D_{\text{вих}}^2 - d_{\text{вих}}^2}.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору ОПП [93]:

$$\xi_0 = \frac{2\bar{h}}{\rho \cdot \bar{V}_0^2}, \quad (4.2)$$

де  $\bar{h}$  – середня величина втрат тиску в підвідному пристрої,  $Pa$ ;

$\bar{V}_0$  – середня величина швидкості на вході в РК,  $m/c$ .

Коефіцієнти моменту швидкості для *ОПП* № 1, № 2 та № 3 є подібними між собою у випадку обертання та відсутності обертання стінок ОПП (табл 4.2). Наявність обертання стінок ОПП спричинює зростання коефіцієнтів моменту швидкості в 3-6 разів для *ОПП* № 1, № 2 та № 3. Для моделі № 4 він становить на 174 % та 3 % більше ніж для моделі № 3 відповідно для нерухомих та рухомих стінок. Тобто, введення раптового розширення збільшує величину закрутки потоку

на вході в РК при тільки нерухомих стінках ОПП. Це спричинено зростанням моменту швидкості в застійній зоні периферії на вході в РК [25].

Коефіцієнт опору ОПП знижується за умови обертання стінок ОПП для моделей № 1, № 2 та № 3 близько 30 % та № 4 близько 60 %, що дає підстави стверджувати про переваги застосування вибраного підходу до організації підведення рідини до РК. В усіх представлених варіантах прохідний діаметр становить 45 мм, отже зміна опору є в дифузійній ділянці.

Таблиця 4.2 – Коефіцієнти, що характеризують гідравлічні параметри ОПП

ОПП	Коефіцієнт моменту швидкості ( $\mu_r$ )		Коефіцієнт опору ОПП ( $\xi$ )	
	0 об/хв	1450 об/хв	0 об/хв	1450 об/хв
№ 1	0.027	0.137	0.433	0.299
2	0.037	0.162	0.450	0.305
3	0.023	0.155	0.446	0.300
4	0.063	0.160	0.197	0.075

#### 4.6 Вплив кавітації на робочий процес насоса

Кавітація вважається одним з негативних явищ, які можуть відбуватися у проточній частині насоса. Вона призводить до руйнування матеріалу конструктивних елементів проточної частини, виникнення вібрації та шуму, зниження напору і енергоефективності роботи (коефіцієнту корисної дії) насоса. Як відомо, одним з факторів, що впливає на кавітаційні характеристики насоса, є структура потоку рідини на вході в РК, що визначається формою ПП, геометрією вхідної частини РК, конструкцією передвключеного гвинта або шнека [27].

##### 4.6.1 Кавітаційна характеристика насоса

За результатами числового моделювання визначена кавітаційна характеристика насоса з моделями ОПП № 3 та № 4 (рис. 4.3) за подач (0,7; 1,0;



1,2)  $Q_{nom}$  та обертів ротора  $n = 1450$  об/хв (рис. 4.7). Зовнішній діаметр виходу ( $D_{вих}$ ) з ОПП № 3 та № 4 відповідно становить 75 мм та 71 мм (рис. 3.5).

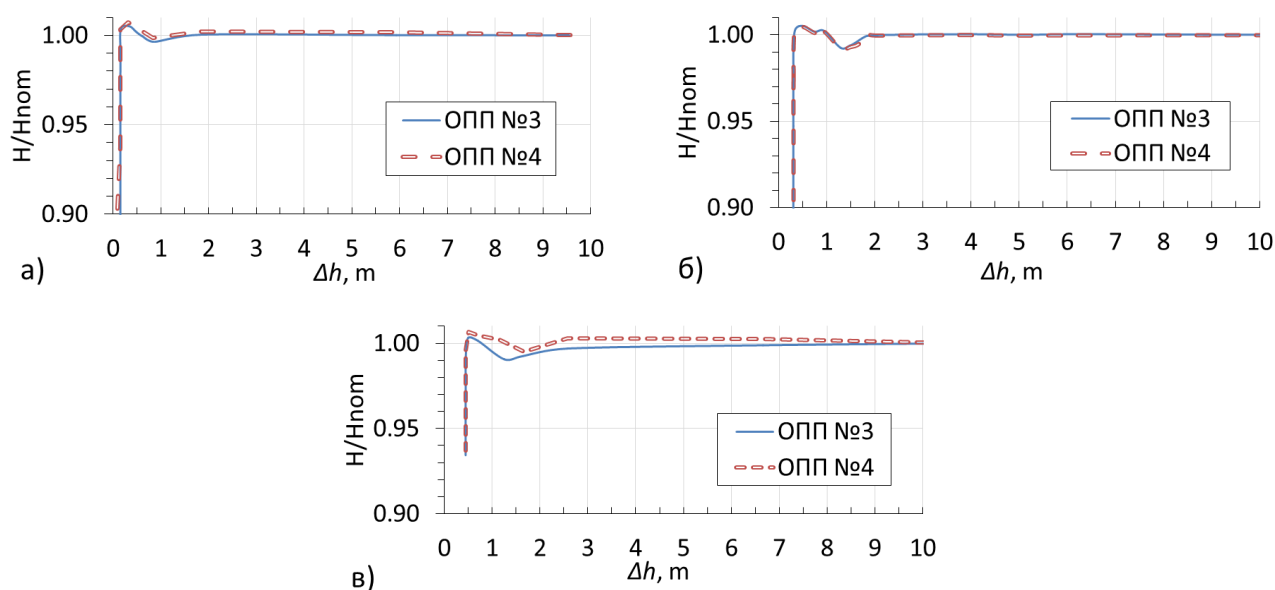


Рисунок 4.7 – Кавітаційні характеристики за  $n = 1450$  об/хв ( $n_{ОПП} = 1450$  об/хв): а)  $0,7 Q_{nom}$ ; б)  $Q_{nom}$ ; в)  $1,2 Q_{nom}$  [26]

Кавітаційні характеристики насоса з ОПП за моделями № 3 та № 4 є якісно та кількісно подібними, незважаючи на введення раптового розширення на виході з ОПП. За результатами досліджень виявлено, що крива залежності відносної величини напору від кавітаційного запасу ( $\Delta h$ ) має явний екстремум (тобто максимальне значення) в діапазоні зміни  $\Delta h$  0,15...0,2 м, 0,31...0,4 м та 0,45...0,6 м в залежності від величини подачі, а також подальше зниження при збільшенні  $\Delta h$  з послідуною стабілізацією відносної величини напору. Зниження величини напору на графіку перед його підвищенням можна пояснити недосконалістю конструкції РК [124]. На наш погляд, підвищення напору перед різким спадом можна пояснити зменшенням гідравлічних втрат в РК за рахунок зниження тертя та покращення умов течії в РК, тобто утворені незначні кавітаційні зони згладжують недоліки профілю лопатей, що збігається з думкою Кареліна [124]. Незначні відмінності у величині напору насоса за різних моделей ОПП спостерігаються при  $\Delta h$  менше 2 м. Величина напору насоса з моделями ОПП № 3

та № 4 за подачі  $1,2 Q_{nom}$  має більшу розбіжність ніж за інших подач, що спричинено зростанням швидкості на вході в РК і зміною розподілу структури потоку. Вище розглянуті розбіжності не впливають на величину  $\Delta h_{кр}$ , що визначається падінням величини напору на 3 % [158]. Він становить 0,15 м, 0,31 м та 0,45 м відповідно для подач (0,7; 1,0; 1,2)  $Q_{nom}$  для обох моделей ОПП (№ 3 та № 4). Допустимий кавітаційний запас ( $\Delta h_{дон}$ ) [85] відповідно становить 0,75 м, 0,91 м та 1,05 м [26].

При обертанні ротора насоса зі швидкістю 2900 об/хв відповідно і поверхонь ОПП ( $n_{ОПП} = 2900$  об/хв) та за умови нерухомого ОПП ( $n_{ОПП} = 0$ ) кавітаційні характеристики насоса з моделями ОПП № 3 та № 4 є якісно та кількісно подібними (рис. 4.8). Однак, незначні відмінності у величині напору насоса між моделями спостерігаються при  $\Delta h$  в діапазоні 1,5...5 м. При застосуванні моделі №4 спостерігається більш явне вираження незначного падіння напору, а потім його зростання. Вказані розбіжності не впливають на величину  $\Delta h_{кр}$ . Вона становить 1,25 м відповідно за номінальної подачі для обох моделей [27].  $\Delta h_{дон}$  становить 1,625 м [158].

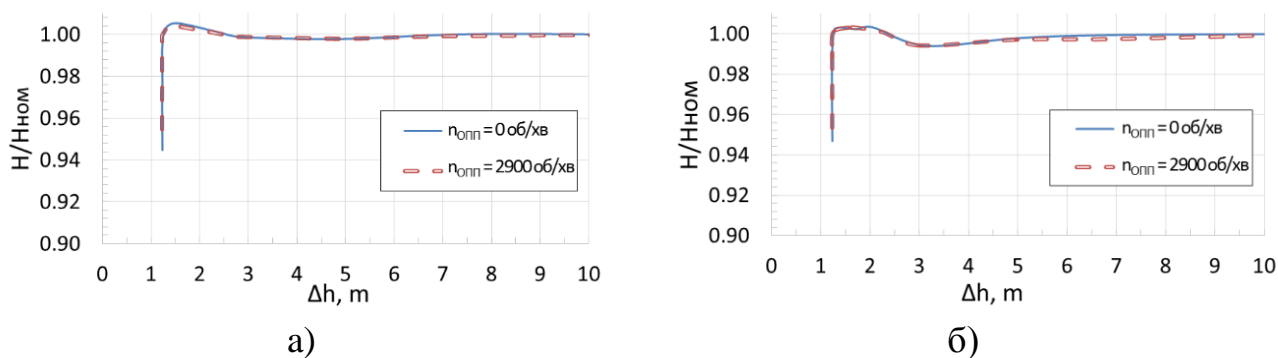


Рисунок 4.8 – Кавітаційні характеристики насоса за  $n = 2900$  об/хв:

а) ОПП № 3; б) ОПП № 4 [27]

Вплив числа обертів на кавітаційні показники описав Карелін [124]. Характер розвитку та протікання кавітаційного процесу в насосі при різних числах обертів співпадає, проте з певними обмеження. Абсолютна величина кавітаційного запасу ( $\Delta h'$ ) змінюється відповідно до формули [124]:

$$\Delta h' = \Delta h \left( \frac{n'}{n} \right)^2. \quad (4.3)$$

Отримані значення  $\Delta h_{кр}$  для різних обертів валу відповідають перерахунку за формулою (4.3).

#### 4.6.2 Впливу шорсткості поверхонь осьового підвідного пристрою на кавітаційні характеристики насоса

За результатами числового моделювання визначена кавітаційна характеристика насоса та розподіл зон кавітації за номінальної подачі за прийнятих величин шорсткості поверхонь ( $R_a$ ) ОПП 6,3 мкм, 12,6 мкм та 25 мкм. Перші прояви кавітації в РК спостерігалися при величині  $\Delta h = 6,9$  м, а в ОПП за  $\Delta h = 1,33$  м. Величина  $\Delta h_{кр}$  для всіх розглянутих варіантів становить 1,25 м, також однаковим є розподіл об'єму фракції пари, а відповідно і зон кавітації [40]. Вірогідно, причиною є незначний вплив шорсткості поверхні дифузора при наявності перед ним прямолінійної ділянки на процес протікання рідини в ньому [130].

Отже, зміна величини шорсткості поверхонь ОПП в діапазоні від 6,3 мкм до 25 мкм при числовому моделювання робочого процесу насоса не призводить до зміни його кавітаційних характеристик [40].

#### 4.6.3 Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

Важливим критерієм оцінки кавітаційних характеристик насоса є кавітаційний коефіцієнт швидкохідності ( $n_{ss}$ ) [85], що визначається за формулою:

$$n_{ss} = n \frac{\sqrt{Q_{nom}/f_q}}{\Delta h_{кр}^{0.75}}, \quad (4.4)$$

де  $f_q$  – кількість потоків в насосі (1 або 2).

Коефіцієнт швидкохідності характеризує умови входу рідини, що перекачується, в РК і для геометрично подібних насосів є сталою величиною [124]. Для відцентрових насосів  $n_{ss}$  зазвичай є в межах 100 – 153, в той же час, для насосів з  $n_s$  в діапазоні 50-70  $n_{ss}$  є в межах 107-134, а для насосів двостороннього входу  $n_{ss}$  становить 200 [124]. Згідно [85] для стандартного РК з осьовим або напівспіральним підвідним пристроєм вона є в межах 160 – 220, а для першої ступені двопотічних насосів 180-240. Вища величина  $n_{ss}$  відповідає нижчому значенню  $\Delta h_{кр}$ .

Згідно отриманих даних розрахована величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності за  $Q_{nom}$  та  $n = 1450$  об/хв ( $n_{опш} = 1450$  об/хв) для насоса з моделями ОПП № 3 та № 4 становить 206, а за  $n = 2900$  об/хв ОПП ( $n_{опш} = 0$ ) та його обертанні ( $n_{опш} = 2900$  об/хв) для обох моделей становить 204. Усе це свідчить про те, що досліджуваний насос має показник вище середніх.

#### 4.6.4 Кавітаційні процес в робочому колесі

Перші прояви кавітації в РК за подачі  $Q_{nom}$  та  $n = 1450$  об/хв ( $n_{опш} = 1450$  об/хв) спостерігаються при величині  $\Delta h = 2$  м (рис. 4.17), а за  $n = 2900$  об/хв ОПП ( $n_{опш} = 0$ ) та його обертанні ( $n_{опш} = 2900$  об/хв) при величині  $\Delta h$  6,9 м. Вони з'являються на тильних поверхнях вхідної частини лопатей і майже не впливають на напірну характеристику насоса (рис. 4.9 а). При зниженні  $\Delta h$  відбувається збільшення зони кавітації та об'єму пари вздовж лопаті (рис. 4.9 б).

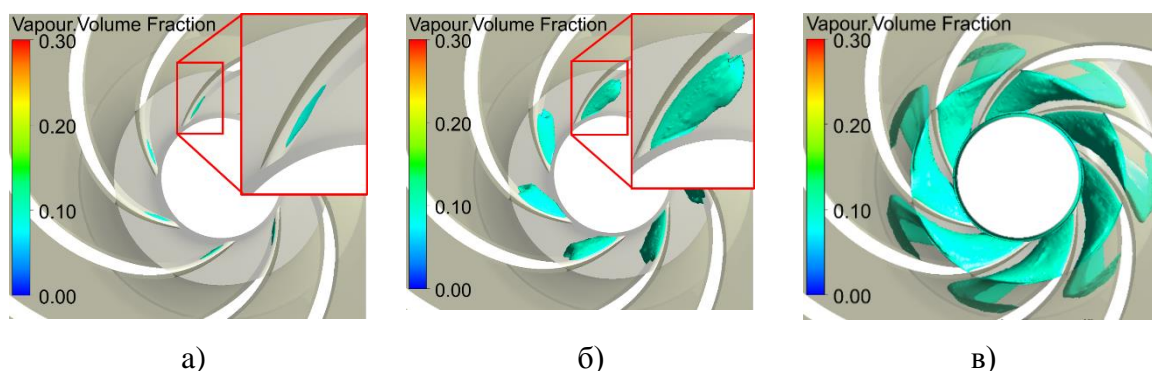


Рисунок 4.9 – Структура зон кавітації в РК за  $n = 2900$  об/хв при  $Q_{nom}$  [27]:

а)  $\Delta h = 6,9$  м, б)  $\Delta h = 2,8$  м, в)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м

Дослідження показало, що величина  $\Delta h_{\text{дон}}$  не задовольняє умови безпечної безкавітаційної експлуатації насоса. За  $\Delta h_{\text{кр}}$  спостерігається значна зона кавітації на тильних поверхнях вхідної частини лопатей, яка за об'ємом займає близько 2/3 міжлопатевого простору (рис. 4.9 в). Слід зауважити, що при різних параметрах обертання ротора та ОПП структура кавітації в РК однакова [27].

Величина зон кавітації за  $\Delta h_{\text{кр}}$  відрізняється своєю площею за різних подач. При збільшенні подачі від  $0,7 Q_{\text{ном}}$  до  $1,2 Q_{\text{ном}}$  зони кавітації та частка пари в них зменшуються (рис. 4.10). Така закономірність проявляється і при інших величинах зниження напору. При сталій величці  $\Delta h$  та збільшенні подачі спостерігається незначне збільшення зон кавітації [26].

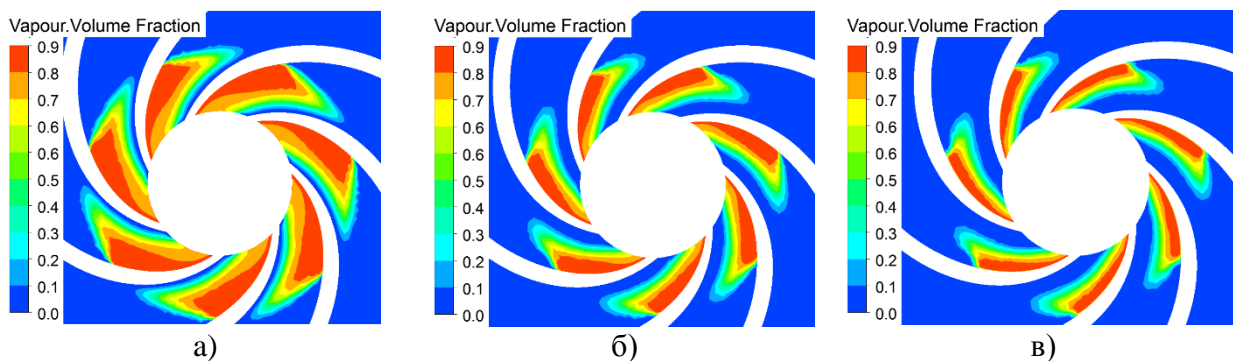


Рисунок 4.10 – Розподіл фракції об'єму пари за  $n = 1450$  об/хв [26]:

а)  $\Delta h_{\text{кр}} = 0,15$  м,  $0,7 Q_{\text{ном}}$ , б)  $\Delta h_{\text{кр}} = 0,31$  м,  $Q_{\text{ном}}$ , в)  $\Delta h_{\text{кр}} = 0,45$  м,  $1,2 Q_{\text{ном}}$

Для моделей ОПП № 3 та № 4 за умови обертання та нерухомих стінок ОПП розподіл об'єму фракції пари, а відповідно і зон кавітації є однаковий. Це спричинено незначним впливом зміни параметрів ОПП на робочий процес насоса, в тому числі, і на процес виникнення та розвиток кавітаційних процесів в РК [27].

В РК за розглянутих геометричних параметрів та різної частоти обертання стінок ОПП картина розподілу тиску є однаковою і змінюється лише при зміні значення  $\Delta h$  (рис. 4.11), а величини тиску – при зміні частоти обертання ротора. Слід зауважити, що представлений перетин РК для  $\Delta h = 6,9$  м не співпадає з зоною початку кавітації. Тому мінімальна величина абсолютного тиску в РК (рис. 4.11 а) є вищою, ніж тиск насичених парів [27].

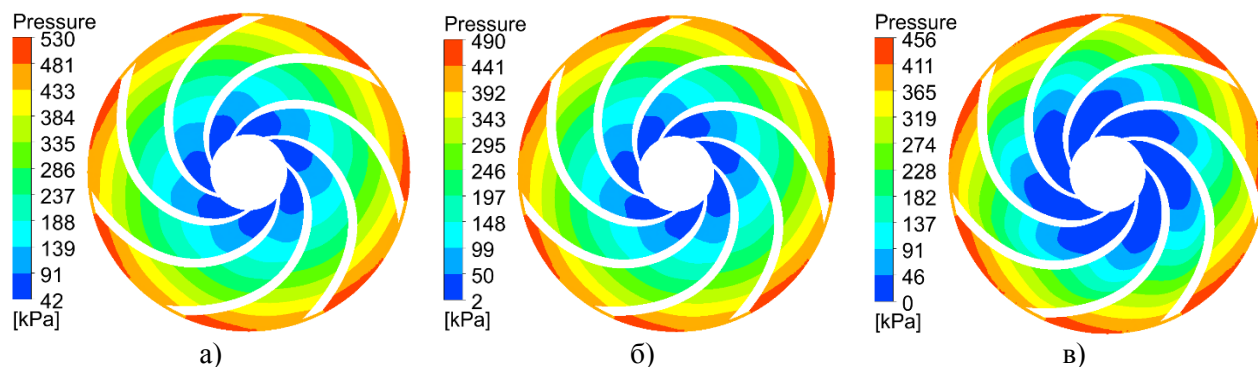


Рисунок 4.11 – Розподіл абсолютного тиску в РК за  $n = 2900$  об/хв при

$Q_{nom}$ : а)  $\Delta h = 6,9$  м, б)  $\Delta h = 2,8$  м, в)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м [27]

#### 4.6.5 Кавітаційні процеси в осьовому підвідному пристрої

За  $n = 1450$  об/хв кавітація в ОПП виникає при  $\Delta h$  0,17 м, 0,35 м та 0,5 м відповідно за подач (0,7; 1,0; 1,2)  $Q_{nom}$  в обох моделях (з раптовим розширенням і без). За  $n = 2900$  об/хв кавітація в ОПП виникає при  $\Delta h = 1,33$  м. Слід зауважити, що кавітація в РК починається раніше ніж в ОПП. Більше того, значення  $\Delta h_{кр}$  для РК є вищим того, при якому з'являються перші прояви кавітації в ОПП. Тобто, в першу чергу негативному впливу кавітації буде піддаватися РК. В ОПП кавітація майже одночасно з'являється в двох зонах (рис. 4.12 а, 4.12 в). Перша зона – зона на початку прямолінійної ділянки прохідного каналу. Друга зона – зона на початку дифузорної ділянки. В досліджуваних випадках зони виникнення кавітації в ОПП є ті ж самі. При зниженні величин  $\Delta h$  ці зони швидко зростають. Відповідно, за  $\Delta h_{кр}$  зона кавітації займає значний об'єм ОПП (рис. 4.12б, 4.12г), проте форми кавітаційних зон є різними [27].

В моделі № 3 зони кавітації за  $n = 1450$  об/хв є відносно більшими ніж в моделі № 4, особливо це проявляється за подач 0,7  $Q_{nom}$  та 1,2  $Q_{nom}$  (рис. 4.13). При цьому, різниця між зонами за величиною їх об'ємів є більша за більшої подачі. При подачі 1,2  $Q_{nom}$  в моделі № 3 спостерігаються найбільші зони кавітації та частки пари в них. При цьому перша зона розтягується вздовж стінок циліндричної ділянки ОПП. Друга – займає значну частину дифузорної ділянки. Додатково за умов близьких до  $\Delta h_{кр}$  кавітація з'являється в третій зоні, що знаходиться біля



обтічника на виході з дифузору (рис. 4.13). За  $n = 2900$  об/хв спостерігається протилежна картина. В моделі № 4 розмір другої зони кавітації більший, ніж першої, що пояснюється збільшенням швидкості рідини.

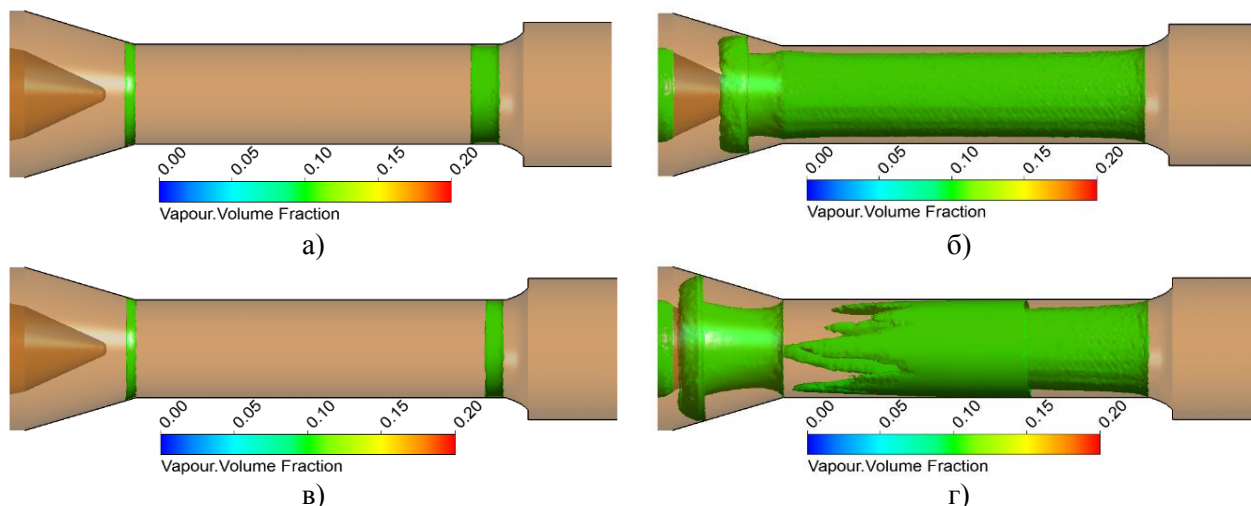


Рисунок 4.12 – Структура зон кавітації в ОПП за  $n = 2900$  об/хв при  $Q_{nom}$

[27]: а)  $\Delta h = 1,3$  м,  $n_{ОПП} = 0$  об/хв, б)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м,  $n_{ОПП} = 0$  об/хв,

в)  $\Delta h = 1,33$  м,  $n_{ОПП} = 2900$  об/хв, г)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м,  $n_{ОПП} = 2900$  об/хв

Умова обертання стінок впливає на форму першої зони кавітації (Додаток Д рис. Д.8). На наш погляд, за відсутності обертання, прямолінійний потік рідини з меншою швидкістю біля стінок спричинює «прилипання» кавітаційної зони до стінок (Додаток Д рис. Д.9). За наявності обертання стінок перша зона має відривний характер для обох моделей (Додаток Д рис. Д.8). Вірогідно, це спричинено особливостями закручування потоку біля стінок ОПП, який розширює та «розмиває» зону кавітації (Додаток Д рис. Д.9).

Картина розподілу абсолютного тиску в ОПП демонструє три зони пониженого тиску (рис. 4.14, Додаток Д рис. Д.10), що відповідають зонам виникнення кавітації (рис. 4.12). Перша та третя – це зони підвищення швидкості, а друга – це зона місцевого завихрення рідини. Вони спричинені зміною площі поперечного перетину прохідного каналу та напрямком руху рідини (обтікання стінок рідиною). Відповідно, при проходженні цих зон в рідині відбувається значне зниження тиску, що призводить до виникнення кавітації [27].

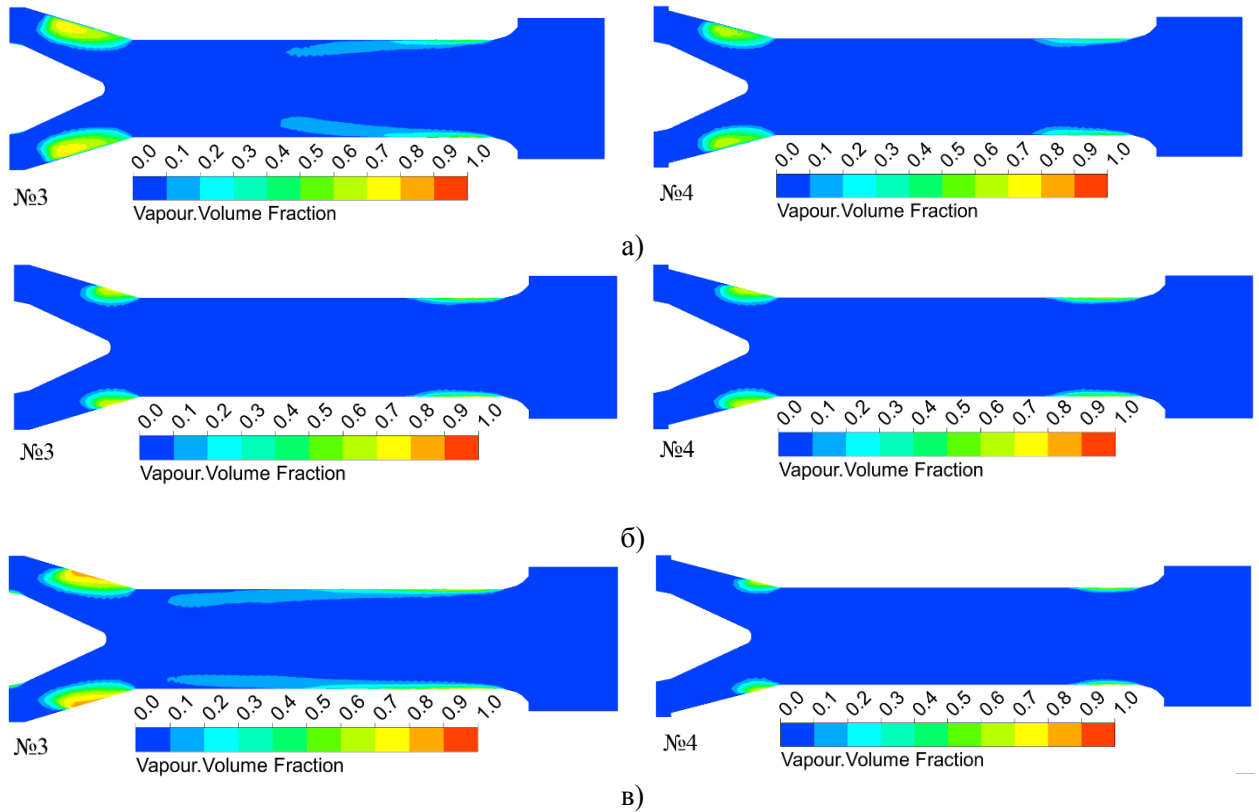


Рисунок 4.13 – Розподіл фракції об'єму пари в ОПП за  $n = 1450$  об/хв [26]:  
 а)  $\Delta h_{кр} = 0,15$  м,  $0,7 Q_{nom}$ ; б)  $\Delta h_{кр} = 0,31$  м,  $Q_{nom}$ ; в)  $\Delta h_{кр} = 0,45$  м,  $1,2 Q_{nom}$

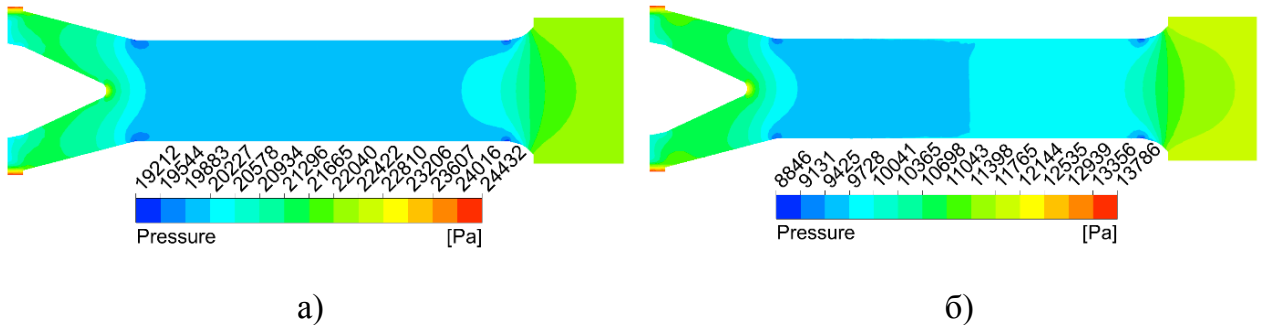


Рисунок 4.14 – Розподіл абсолютного тиску в ОПП № 4 за  $n = 1450$  об/хв за  $Q_{nom}$ : а)  $\Delta h = 2$  м, б)  $\Delta h = 1$  м,

Картини розподілу абсолютного тиску для обох моделей є подібними за  $\Delta h_{кр}$  для розглянутих подач. За  $n = 1450$  об/хв мінімальна величина абсолютного тиску у моделі № 4 є більша, що впливає на вище згадане зменшення зон кавітації у даній моделі. При збільшенні подачі різниця тисків також збільшується. Однак, за  $n =$



2900 об/хв кавітаційні зони є більшими саме в моделі № 4 через більші площі зон низького тиску. Розміри зон низького тиску співпадають з розмірами зон кавітацій.

Для усунення першої зони кавітації зниження абсолютного тиску потрібно усунути раптову зміну діаметрів на вході в ОПП. Тобто, зменшити діаметр входу в насос до величини діаметру циліндричної ділянки ОПП. Для усунення другої зони кавітації необхідно усунути різкий перехід від циліндричної до дифузорної ділянки ОПП з використанням (як один з варіантів) подвійного (двоступеневого) дифузора.

#### **4.7 Висновки**

За результатами проведених досліджень зроблено висновки:

1. Виявлено суттєву зміну картин розподілу тисків та швидкостей в повздовжньому перетині ОПП при зменшенні його діаметру, що призводить до збільшення розмірів відривних зон в дифузорі і, як наслідок, нерівномірне натікання потоку вздовж вхідної кромки лопаті. Раптове звуження на вході до ОПП спричинює місця зниження тиску та вихроутворення.

2. Встановлено, що зі збільшенням довжини дифузору та обтічника зменшується площа відривних зон в дифузорі. Профіль стінки дифузору зі зміною кута розкриття дозволяє зменшити відривну зону в порівнянні з прямолінійним профілем.

3. Визначено вплив геометричних розмірів дифузорної ділянки ОПП та обтічника на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК. Встановлено, що введення раптового розширення знижує середнє значення колової та покращує рівномірність розподілення осьової складової абсолютної швидкості. За умови обертання стінки ОПП зростання середнього значення колової складової абсолютної швидкості на вході в РК становить 5...20 %, а значення осьової є майже не змінним (1,4...1,9 %) у порівнянні з умовою нерухомості стінок ОПП, при цьому, обертання стінок ОПП більше впливає на зміну розподілу осьової складової абсолютної швидкості ніж колової.

4. Величина коефіцієнта моменту швидкості на вході в РК зростає за умови обертання стінок в порівнянні з нерухомими стінками, а коефіцієнт гідравлічного опору ОПП навпаки зменшується. Гідравлічні втрати в конфузори, прямолінійній ділянці та дифузори збільшуються при зменшенні діаметру ОПП. Згідно до проаналізованих характеристик найкращим варіантом є ОПП з раптовим розширенням на виході з дифузору.

5. За результатами числового моделювання робочого процесу відцентрового насоса за умови зміни геометричних параметрів дифузornoї ділянки ОПП встановлено, що  $\Delta h_{кр}$  для моделей з раптовим розширенням і без нього на виході з дифузора за  $n = 1450$  об/хв становить 0,15 м, 0,31 м та 0,45 м відповідно за подач (0,7; 1,0; 1,2)  $Q_{ном}$ , а за  $n = 2900$  об/хв становить 1,25 м за  $Q_{ном}$ . Це вказує, що за даних конструкцій ОПП раптове розширення на виході з дифузора не впливає на кавітаційні характеристики насоса.

6. Розрахований кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за  $n = 1450$  об/хв та  $Q_{ном}$  для моделей № 3 та № 4 становить 206. При цьому, щоб уникнути появи кавітації необхідно забезпечити  $\Delta h$  більше 2 м. Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за  $n = 2900$  об/хв за номінальної подачі для обох моделей становить 204 і є вищим ніж для типових консольних відцентрових насосів. При цьому, щоб уникнути появи кавітації необхідно забезпечити  $\Delta h$  більше 7 м.

7. Кавітація в РК починається раніше ніж в ОПП, тобто запропонована конструкція ОПП не буде піддаватися руйнуванню при дотриманні вимог забезпечення безкавітаційної роботи насоса. При зміні величини подачі розподіл зон кавітації в РК залишається подібним, але при дотриманні величини  $\Delta h_{кр}$  для різних подач величина кавітаційних зон за об'ємом зменшується при збільшенні подачі від 0,7 до 1,2  $Q_{ном}$ .

8. Введення раптового розширення на виході з дифузору в порівнянні з дифузором без раптового розширення не впливає на кавітаційні характеристики насоса, при чому, зменшує кавітаційні зони в ОПП за  $n = 1450$  об/хв та збільшує їх за  $n = 2900$  об/хв, що пояснюється зміною абсолютної величини швидкості.

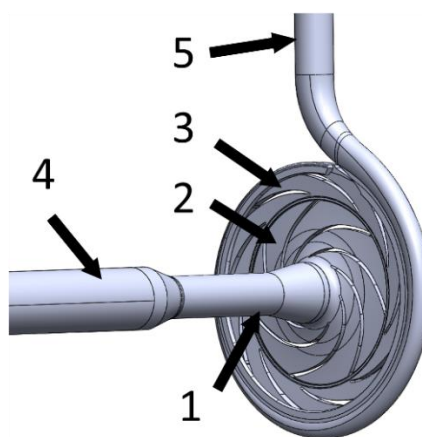
9. Обертання ОПП навколо своєї осі спричинює закручування потоку біля його стінок і, як наслідок, відриває від стінок та «розмиває» зони кавітації, чим збільшує їх об'єм.

10. Для покращення кавітаційних властивостей насоса з ОПП розглянутої конструкції доцільно змінити раптовий вхід перед ОПП на конус та усунути різкий перехід від циліндричної до дифузорної ділянки ОПП.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [25,26,27,36,38,39,40].

## 5. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОСА З ВИКОРИСТАННЯМ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ І ФІЗИЧНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

На основі результатів здійснених досліджень та розрахунків в 3 та 4 розділах дисертаційної роботи з метою проведення більш детального аналізу щодо виявлення впливу геометричних параметрів ОПП на робочий процес насоса доопрацьовано конструкцію проточної частини та проведено числове і експериментальне дослідження його робочого процесу за методикою, що описана в Розділі 2. Для пришвидшення проведення аналізу та спрощення виготовлення експериментальної установки на основі припущення про дзеркальність потоку в двопотічному насосі розроблено консольну конструкцію насоса, що за параметрами відповідає половині двопотічного насоса (рис. 5.1).



1 – ОПП, 2 – РК, 3 – спіраль з направляючим апаратом, 4 – підвідна труба, 5 –напірний патрубок

Рисунок 5.1 – Твердотільна модель проточної частини досліджуваного насоса

### 5.1 Вихідні параметри об'єкта дослідження

Радіальне РК спроектовано за методикою Степанова [83] з врахуванням рекомендацій викладених у [45,81,82,85,124]. Тривимірне зображення та основні геометричні розміри РК з  $z = 7$  представлено на рис. 5.2. Меридіональний профіль

РК та профіль циліндричних лопаток відповідає насосам з низьким  $n_s$  [124]. Кут  $\beta_2$  становить  $30^\circ$ . При розрахунку діаметра входної воронки за формулою (3.1) було вибрано коефіцієнт  $k_0 = 4,5$  для забезпечення кавітаційних властивостей вище середніх [56,82]. Вхідна кромка лопаті розташована паралельно осі обертання для максимального зниження впливу лопаті на формування зворотної течії та загальної структури течії на вході в РК, що спостерігалось при дослідженні попередньої конструкції РК [25]. Для компенсації осьових сил виконано циліндричне ущільнення на основному диску та розвантажувальні отвори в РК.

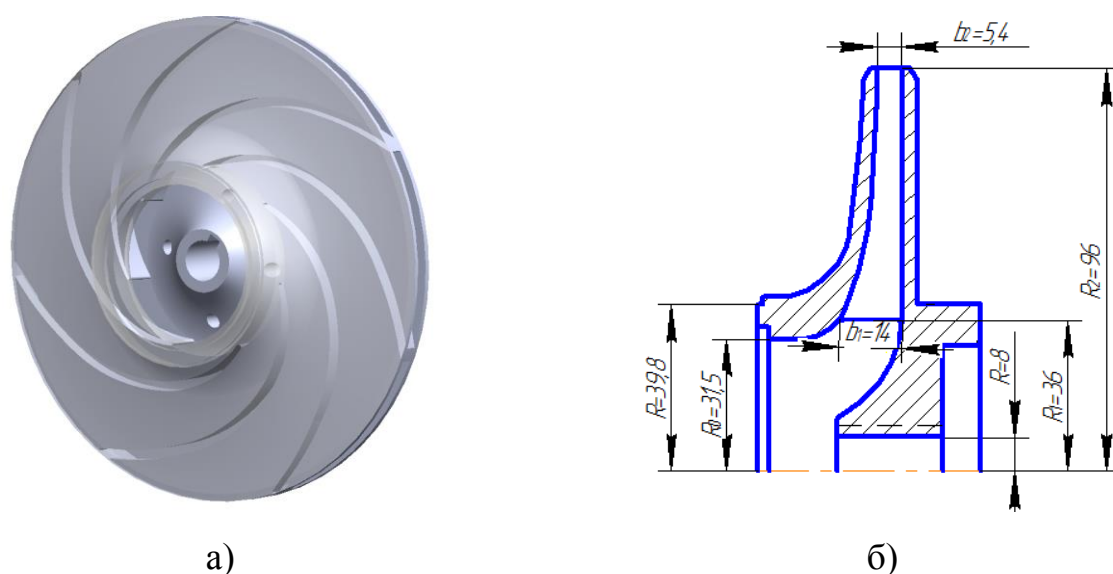


Рисунок 5.2 – Робоче колесо насоса: а) 3D модель; б) меридіональний перетин

В конструкції застосовується комбінований відвідний пристрій з направляючим апаратом та спіраллю, що розраховані за методикою та рекомендаціями [45,56,83,165].

Базовий варіант ПП (ОПП 0) має циліндричну форму з невеликим дифузором та конусом перед РК і нерухомими стінками (рис. 5.3). Він є базовим щодо визначення робочих параметрів насоса, які вважаються у дослідженнях початковими (вихідними).

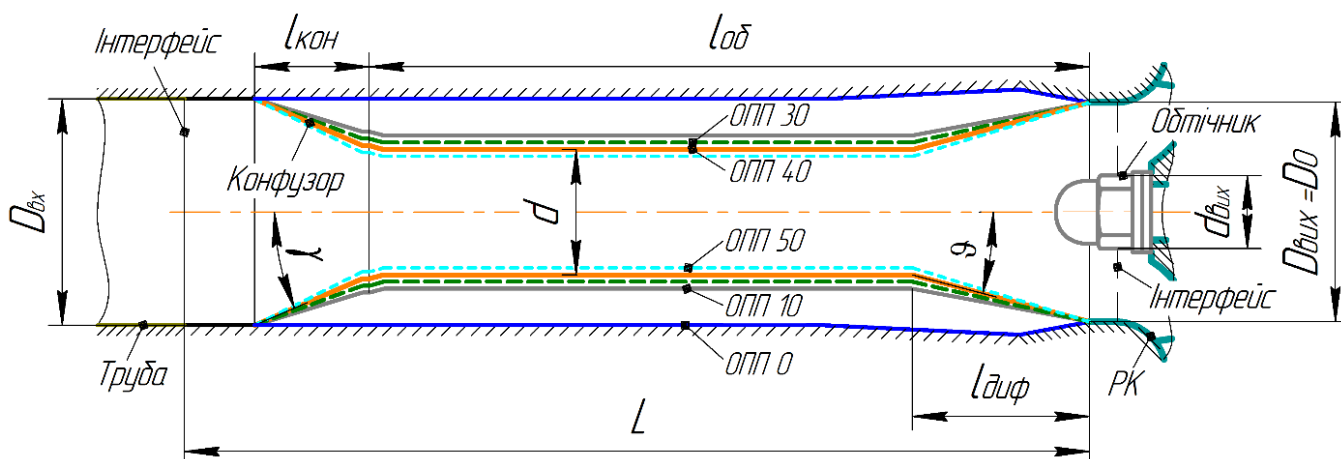


Рисунок 5.3 – Схема моделей ОПП (ОПП 0 – базовий варіант)

Виходячи з базового варіанту (ОПП 0) та результатів дослідження в 3 та 4 розділах запропоновано нові конструкції ОПП. Конструкція містить нерухомий конус, який є частиною корпусу, прямолінійну та дифузорну ділянки, що являють собою порожнину валу моноблочного насоса і обертаються з частотою обертання валу насоса, також обтічник сферичної форми. Зазначена конструкції ОПП відрізняється від розглянутих у розділах 3 та 4 конструкцій довжиною та вхідним і вихідним діаметрами через зміну меридіонального профілю РК та його характеристик. Раптове звуження на вході змінено на нерухомий конус, що зменшує гідравлічні втрати та покращує структуру потоку.

Базові розміри для запропонованих конструкцій ОПП визначено розмірами електричного двигуна та РК. Діаметр вхідного патрубку ( $D_{вх}$ ) становить 63 мм. Довжина конфузора ( $l_{кон}$ ) та дифузорна ( $l_{диф}$ ) відповідно 33 мм та 51 мм. Внутрішній діаметр виходу ( $d_{вих}$ ) з підвідного пристрою 20 мм. Приведений діаметр входу в РК ( $D_{Іпр}$ ) становить 60 мм. Базова довжина корпусу ОПП 0 становить ( $l_0$ ) 260 мм, ділянки ОПП, що обертаються, ( $l_{об.б}$ ) – 207 мм.

## 5.2 План дослідження

Дослідження впливу геометричних параметрів ОПП на енергетичні та гідравлічні параметри насоса і його робочий процес проведено в 5 етапів:

- 1) зміна діаметра прямолінійної ділянки ОПП, які призводить до зміни кута розкриття дифузора;
- 2) зміна довжини прямолінійної ділянки ОПП зі збереженням сталих розмірів інших параметрів;
- 3) зміна форми конусу;
- 4) зміна форми дифузору;
- 5) застосування негладких стінок (ребра та канавки на стінках) ОПП.

Кожен етап дослідження виконано із застосуванням моделі конструкції ОПП у якій враховано певні групи параметрів. За результатами досліджень отримано характеристичні залежності, які дозволяють вибрати оптимальні параметри конструкції, що враховано при формуванні моделі для наступного етапу досліджень.

Прийняті діапазони геометричних параметрів ОПП, за якими були побудовані числові моделі та проведені розрахунки **першого** та **другого етапів** представлено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Геометричні параметри ОПП

Номер ОПП	10	30	40	50
Діаметр ( $d$ ), мм	44	40	36	32
Кут розкриття дифузора ( $\vartheta$ ), °	10°33'	12°42'	15°37'	16°54'
Кут конфузора ( $\gamma$ ), °	17°	20°23'	23°37'	26°42'
Довжина ОПП ( $L$ ), мм	103, 155, 207, 259, 310, 362, 414	103, 155, 207, 259, 310, 362, 414	103, 155, 207, 259, 310, 362, 414	103, 155, 207, 259, 310, 362, 414

Максимальний кут розкриття дифузора ( $\vartheta_{max}$ ) для формування рівномірного виходу потоку з дифузора прийнято 10,8°, який розраховано за формулою [85]:

$$\vartheta_{max} = 16,5 (d/2l_{диф})^{0,5} = 16,5 (44/2 \cdot 51)^{0,5} = 10,8^\circ$$

Для *ОПП 10* кут розкриття дифузора становить  $10,5^\circ$ , що є допустимим. Для інших досліджених конструкцій *ОПП* з меншим діаметром прямолінійної ділянки він перевищує цю величину, проте в рекомендаціях не враховано наявність обтічника.

**Третій етап досліджень** – це визначення впливу форми конфузора на характеристику насоса і структуру потоку. Коефіцієнт опору конфузора залежить від кута звуження та степені звуження [186]. За базову форму перетину прийнято *ОПП 10* (рис. 5.4). Це найпростіша форма з точки зору виготовлення та аналізу. Для конфузора додатково була застосована криволінійна форма перетину профілю, що має менші втрати та відривні зони [130,186].

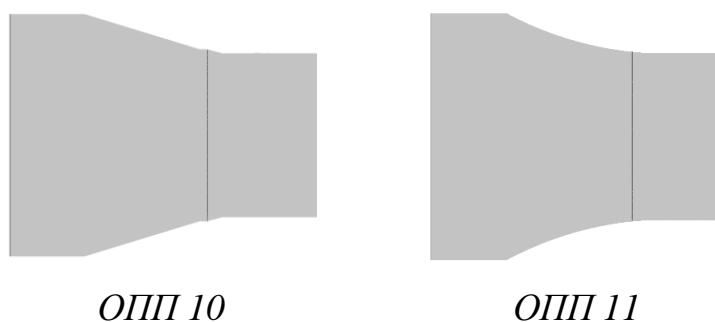


Рисунок 5.4 – Форми профілю конфузора

**Четвертий етап дослідження** – це дослідження впливу форми дифузора на характеристики насоса та структуру течії в ньому. Основні можливі варіанти конструкції: прямолінійний профіль перетину поверхні – *ОПП 10...19*; криволінійний профіль перетину поверхні – *ОПП 20,22,24,27* та ступінчастий профіль перетину поверхні – *ОПП 16,19,23,26* (рис. 5.5). Такий перелік базується на основі проведеного літературного огляду з врахуванням рекомендацій Ідельчика [130] та ін. [82,132,133], щодо переваг криволінійних та ступеневих профілів стінок дифузору над прямолінійними за рахунок зменшення втрат спричинених відривними зонами. Розрахунок їх геометричних параметрів проведено за



методиками [107,130]. *ОПП 20* має криволінійний профіль стінки, що забезпечує сталу зміну тиску вздовж стінки дифузору за законом  $dp/dx=const$ . У дисертаційній роботі розглянуто дифузор з обтічником, що вносить певні зміни в структуру потоку, тому для описування потоку в дифузорі стандартні методики потребують уточнення.

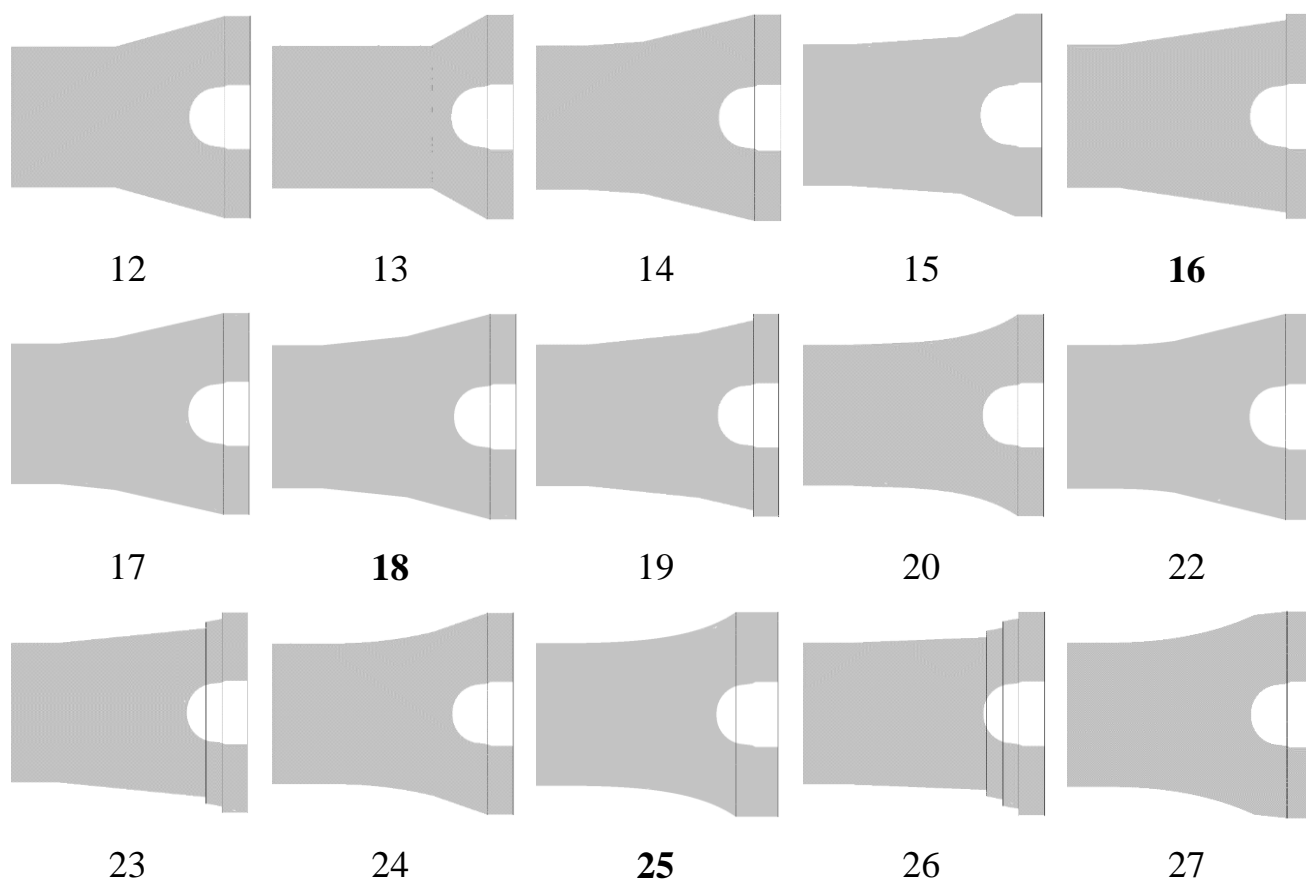


Рисунок 5.5 – Форми профілю дифузора ОПП

Як було зазначено в розділі 1, на структуру течії в дифузорі впливає профіль розподілу абсолютної швидкості на його вході. Для закручування потоку можуть бути використані місцеві елементи (вхідний направляючий апарат) або геометричні елементи у формі внутрішніх ребер або канавок. Останні, з одного боку, інтенсифікують теплообмінні процеси, з іншого боку не створюють суттєвих гідравлічних втрат, бо обертальний рух рідини є тільки поблизу стінок [139].

**П'ятий етап дослідження** – це проведення аналізу впливу негладких (з ребрами або канавками) стінок на характер течії в пристінковій зоні ОПП. Для

даного етапу дослідження конструкція *ОПП 30* прийнята як базова. Ребра на прямолінійній ділянці ОПП застосовано з метою зменшення опору цієї ділянки та вирівнювання профілю поля швидкостей на вході в дифузор. Ребра та канавки на дифузорі ОПП застосовано з метою зменшити або уникнути утворення зони відривного потоку рідини та вирівняти профіль поля швидкостей на вході в РК. На рис. 5.6 представлено схематичне розміщення ребер та канавок на стінках ОПП та їх профіль в поперечному перетині. Довжина ребер на прямолінійній ділянці ОПП становить *140 мм*, а на дифузорі *40 мм*.

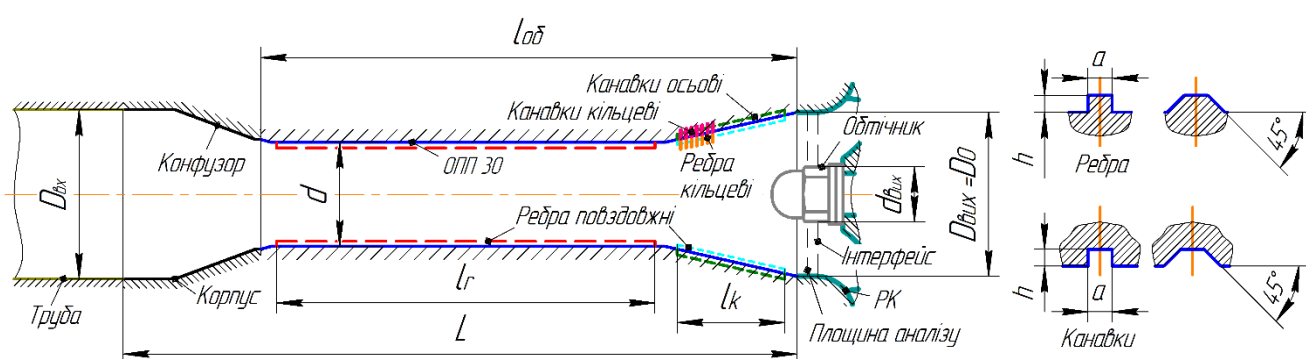


Рисунок 5.6 – Схема *ОПП 30* з умовним позначенням розташування ребер та канавок

В процесі моделювання змінювалися висота (*h*), ширина (*a*) ребер та канавок. Вони варіювалися за висотою відповідно *1, 2, 3 мм* та за шириною *2, 3, 4 мм*. Кількість ребер (*N*) варіювалися у межах *2, 4, 8, 12, 16 шт.* Вони були виконані паралельно осі обертання та прямолінійними або закрученими по спіралі у повздожньому напрямку (рис. 5.7). Величина закручування розраховувалася виходячи з умови забезпечення швидкості руху рідини в міжреберному просторі максимально наближеною до середньої швидкості в перетині при  $Q_{nom}$  за авторськими формулами:

$$V_{роз} = 1,5 \cdot 4Q_{nom} / \pi d^2$$

$$t = l_v / V_{роз}$$

$$m = n \cdot t / 60,$$

де  $V_{роз}$  – прийнята необхідна швидкість, що розраховується з запасом в 1,5 (вибрано шляхом проведення серії числових експериментів) для забезпечення необхідної швидкості біля стінки (з урахуванням нерівномірності розподілення швидкості в поперечному перетині та зменшення прохідного перетину при використанні ребер та врахуванням кута течії в міжреберному просторі), м/с;

$t$  – час протікання рідини через обрану ділянку ОПП, с;

$l_i$  – довжина ребер або канавок ( $l_{об}$  -  $l_{диф}$  або  $l_{диф}$ ) в залежності від вибраної ділянки, м;

$m$  – коефіцієнт закручування спіралі, що може також бути розрахованим:

$$m = m_{AID} \cdot l_i$$

$$m_{AID} = n / V_{роз} \cdot 60,$$

де  $m_{AID}$  – кількість витків спіралі на довжину ділянки 1 м.

Кут підйому гвинтової лінії ребер визначається за формулою:

$$\beta_r = \arctg \left( \operatorname{tg} \left( \frac{l_i}{m \pi d} \right) \right) = \arctg \left( \operatorname{tg} \left( \frac{60 V_{роз}}{n \pi d} \right) \right)$$

Для прямолінійної ділянки кількість витків гвинтової лінії ( $m_{AID}$ ) становить 0,65, а для дифузора 0,2, що відповідає куту  $60^\circ$ . Беручи до уваги довжину прямолінійної ділянки (0,145 м) застосування шнека в ній призводить до додаткових гідравлічних втрат, через те що шнек має більше закручування і відповідно рідина (точка) на поверхні лопаті шнека буде повільніше переміщуватися в осьовому напрямку ніж рідина в потоці при його відсутності. Іншими словами, шнек за даного діаметру і обертів має меншу пропускну здатність ніж труба.

В першу чергу проведено числове моделювання за умови  $n = 1450$  об/хв, а для кращих варіантів ОПП (за умови мінімальних втрат в ОПП) також для

$n = 2900$  об/хв. В процесі дослідження визначено напір, потужність, ККД, картини розподілу швидкостей та тиску, кавітаційні характеристики, причини та зони виникнення кавітації. На підставі отриманих даних побудовані графіки залежностей досліджуваних параметрів від зміни геометричних параметрів ОПП.

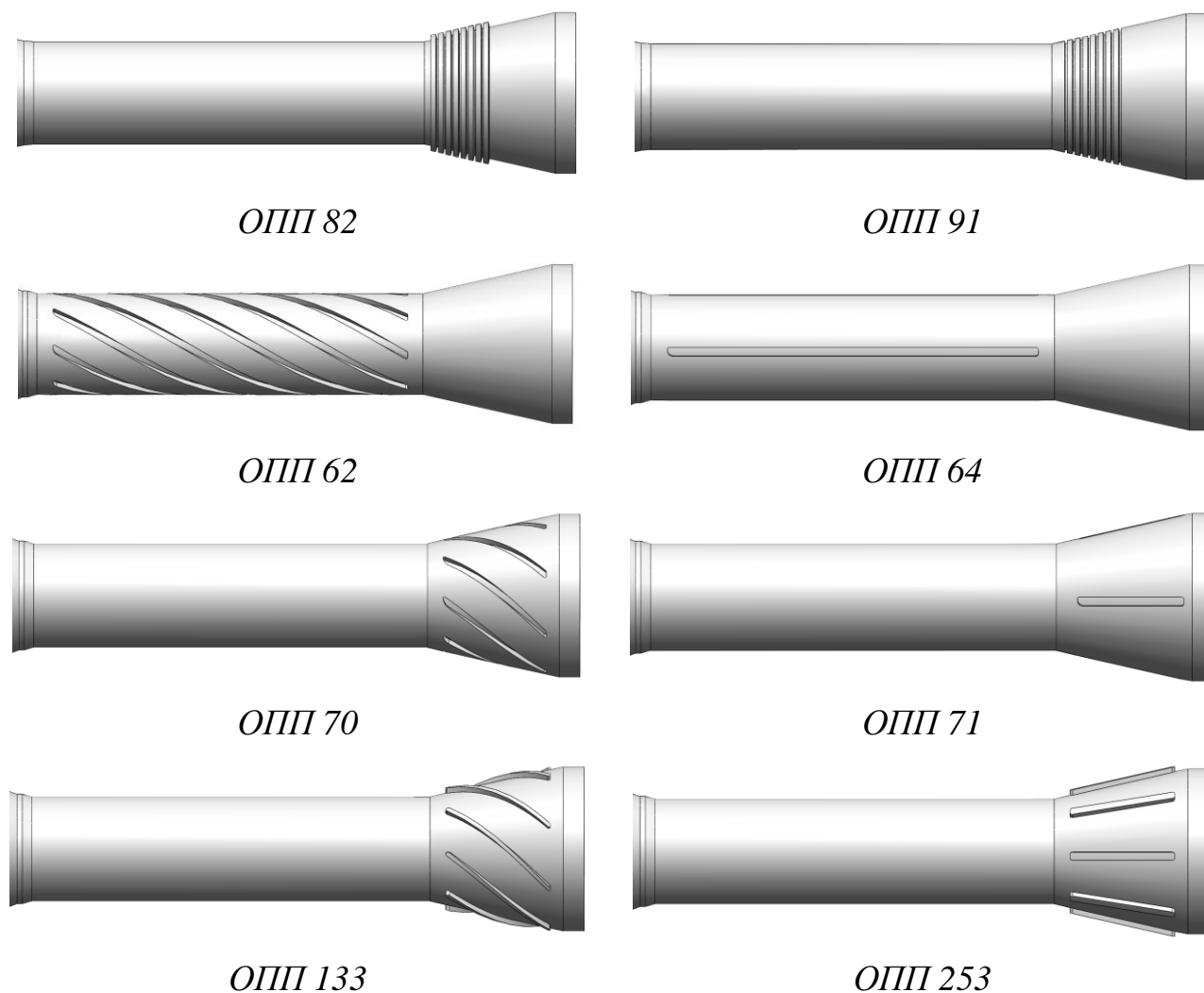


Рисунок 5.7 – Розташування та форма ребер і канавок на стінках ОПП

### 5.3 Аналіз результатів досліджень робочого процесу насоса

#### 5.3.1 Вплив геометричних розмірів осьового підвідного пристрою на робочий процес насоса

Дослідження проведено для вибраних величин подачі ( $0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1,0; 1,3$ )  $Q_{ном}$  для ОПП 0, 10, 30, 40, 50 (рис. 5.3) за оборотів ротору 1450 об/хв та

2900 об/хв. Характеристики насоса, що отримані за результатами числового моделювання (позначені *CFD*) та фізичних експериментів (позначені *Exp*), за умови обертання ротора 1450 об/хв представлені на рис. 5.8.

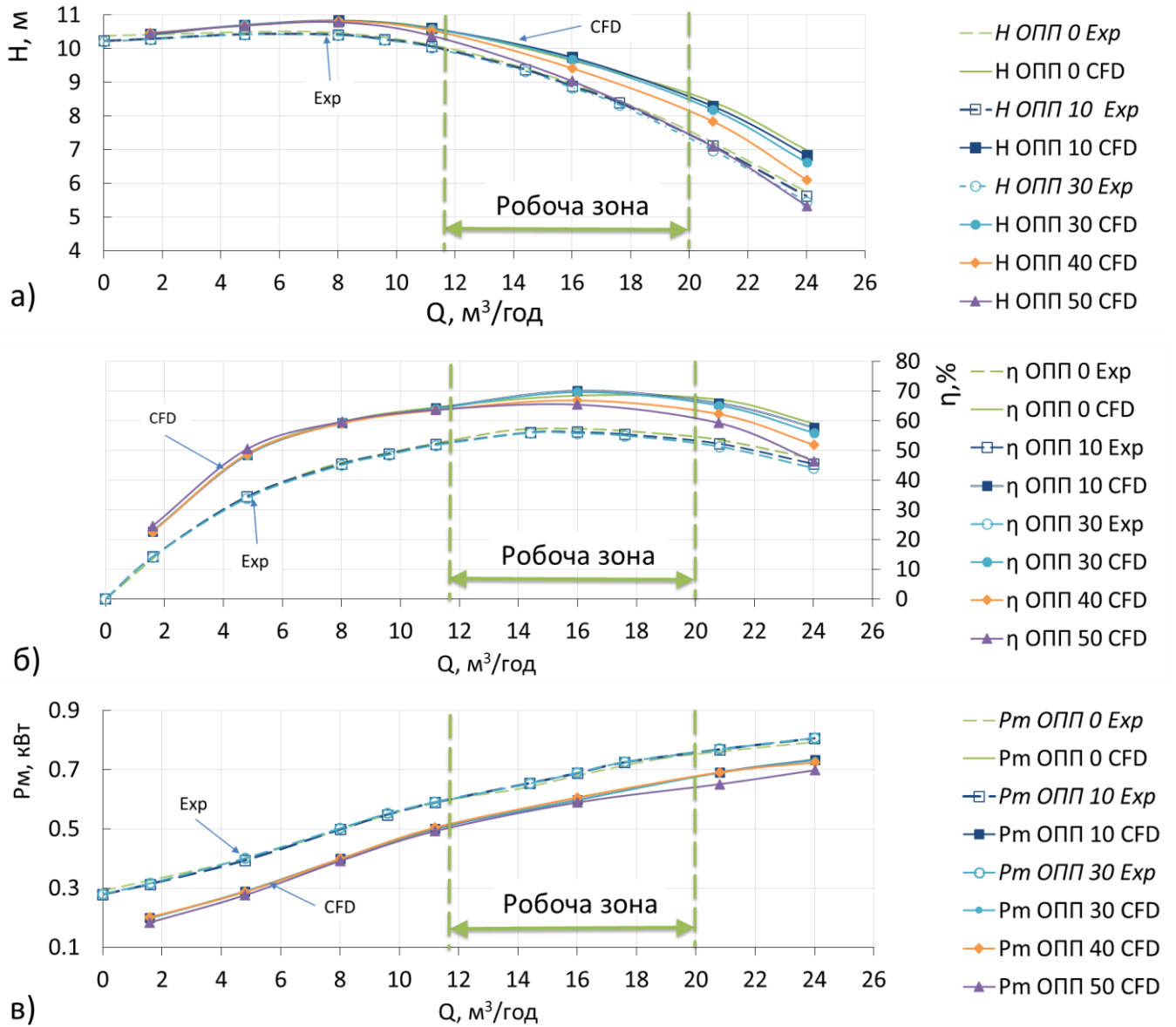


Рисунок 5.8 – Напірні та енергетичні характеристики насоса за  $n=1450$  об/хв: а) напір ( $H$ ), б) ККД ( $\eta$ ), в) механічна потужність ( $P_m$ )

Напірні криві мають дві ділянки: западаючу і монотонно падаючу, що відповідає формі притаманній насосам з низьким  $n_s$  [81]. Коефіцієнт швидкохідності розрахований за результатами числового моделювання становить

61. За  $0,5 Q_{nom}$  спостерігається найвищий напір. Результати проведених досліджень корелюються з опублікованими результатами досліджень у [85].

Крутизна напірної характеристики розрахована за формулою [81]:

$$K = \frac{H_{max} - H_{nom}}{H_{nom}} \cdot 100\%,$$

Величина крутизни кривої напору для насоса з *ОПП 0* становить 12%, а для *ОПП* з обертовими стінками змінюється в межах 10...19% (рис. 5.9). При цьому, її величина залежить від величини відносного діаметру ( $d/D_0$ ) і може бути пояснена зростанням втрат при зменшенні діаметру (рис. 5.9 б), додатковими втрата спричиненими рециркуляцією на подачах відмінних від номінальної [85].

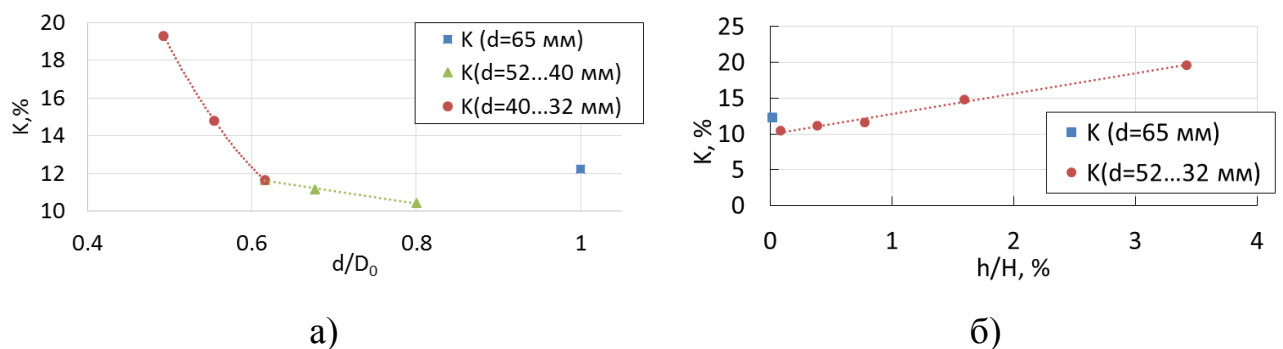


Рисунок 5.9 – Крутизна напірної характеристики: а) залежність від відносного діаметру; б) залежність від величини відносних втрат в *ОПП*

Як показав аналіз, виділяється дві ділянки. Перша – з незначною зміною крутизни при зменшенні  $d/D_0$  (відповідає *ОПП* з діаметром в діапазоні  $(0,8...0,6)d/D_0$ ), що спричинено незначним покращенням натікання потоку на лопаті РК, і має лінійну залежність від відносного діаметру:

$$K = -6,419 \cdot \left(\frac{d}{D_0}\right) + 15,562.$$

Друга – зі значною зміною крутизни при зменшенні  $d/D_0$  (відповідає *ОПП* з

діаметром в діапазоні  $(0,6...0,49)d/D_0$ ), яка має квадратичну залежність від відносного діаметру:

$$K = 173,53 \cdot (d/D_0)^2 - 254,43 \cdot (d/D_0) + 102,5.$$

Зміна крутизни напірної характеристики прямо пропорційна зміні відносних втрат в ОПП (рис. 5.9 б):

$$K = 2,83 \cdot (h/H) + 10.$$

Напірні криві (рис. 5.8), побудовані за результатами числового моделювання, є ідентичні в діапазоні подач від 0 до  $0,5Q_{nom}$  через зниження швидкості течії і, як наслідок, зниження втрат та підвищення коефіцієнту закручування рідини. При збільшенні подачі спостерігаються відмінності напірних кривих. За  $Q_{nom}$  найвищий напір має насос з ОПП 10, а при збільшенні – подачі до  $1,5Q_{nom}$  – з ОПП 0. Найнижчий напір має насос з ОПП 50. За номінальної подачі відхилення напору насоса з ОПП 0, 10, 30 є в межах 1%, з ОПП 40 – 2,5%, а з ОПП 50 – 6,5%. Таку залежність зміни характеристики насоса від змін діаметру ОПП з 65 мм до 40 мм можна пояснити незначним зростанням втрат в ОПП, РК та закручуванням рідини. Зниження напору при зменшенні діаметру менше 40 мм спричинене зростанням втрат в ОПП та РК і закручуванням потоку рідини в сторону обертання РК [83], що пояснюється зниженням активності вхідних ділянок лопатей в процесі передачі крутного моменту рідині. Отримані результати корелюються з результатами дослідження відцентрового насоса зі шнеком, що має вищу напірну характеристику при його відсутності, проведеного Степановим [83].

Криві напірних характеристик (рис. 5.8) отримані експериментальним шляхом є подібними між собою за формою. Криві напірних характеристик отримані числовим моделюванням є подібними до отриманих експериментальним шляхом, проте у декартовій системі координат вони розташовані вище. Для  $Q_{nom}$  різниця напору становить близько 9%. Це пояснюється наступним. По-перше,

невідповідність шорсткості в числовому експерименті реальним величинам, що спричинено особливостями технології друку елементів насоса. Поверхня має мікроканавки в площині перпендикулярній до осі обертання, що не враховано в числовій моделі. По-друге, не враховані об'ємні втрати через передні та задні ущільнення, які за розрахунками методики [83] мають становити 6-8% від  $Q_{nom}$  на одне ущільнення, тобто обсяги втрат через передні та задні ущільнення оцінено близько 12-16% від  $Q_{nom}$ . За іншою методикою, яку дає Михайлов, для насоса з одним переднім ущільненням РК та  $n_s = 60$  об'ємні втрати мають становити близько 5% [56]. Проте ця методика розрахунку справедлива лише для великих насосів. Для малих геометрично подібних насосів відносні об'ємні втрати більші ніж для великих, бо розміри зазорів можна зменшити до певних мінімальних значень [83]. Середньостатистичні дані свідчать про 10-20% втрат для насосів з малим  $n_s$  [49]. По-третє, ущільнюючі поверхні роторних елементів, виготовлених з пластику, можуть мати більші об'ємні втрати (до 30 % [83]) ніж у серійних насосах, виготовлених з металу. Це пояснюється відхиленням форми та розташування поверхонь обертання. По-четверте, розглянута конструкція має балансові (розвантажувальні) отвори в РК, які вносять зміни в структуру потоку перед лопатями. Відносна сумарна площа розвантажувальних отворів ( $S_{отв}/S_{щілини}$ ) у поперечному перетині становить 2,26. За рекомендацією Кареліна вона має бути в 5 раз більшою за площу щілини в ущільненні [124]. По-п'яте, за дослідженнями інших науковців [85] розбіжність показників напору між експериментальними даними та результатами числового моделювання робочого процесу гідродинамічних машин зростає зі зниженням  $n_s$  (за умови  $n_s < 91$ ) [28].

За результатами числового моделювання максимальний ККД насоса сягає 70%, за результатами експерименту 55% (рис. 5.8) [28]. З літературних джерел для насосів з  $n_s = 69$  (наведений за результатами експериментів) максимальний ККД становить близько 60% [83], а з інших – 57 % [85]. Незважаючи на те, що для одноступеневих насосів не характерне використання направляючого апарату, який знижує ККД насоса через збільшення втрат на тертя, завихрення, та на «удар» [83], отримані результати є на рівні середньостатистичних. Наведений ККД насоса 70%,



отриманий за результатами числового моделювання, пояснюється не врахуванням об'ємних втрат та втрат на тертя в порожнинах та ущільненнях.

Діапазон ефективної експлуатації насоса (робоча зона) обмежується зниженням ККД на 2-3% від його максимальної величини [81]. Для досліджених варіантів застосування ОПП він відповідає діапазону подач  $(0,75-1,25) Q_{nom}$ .

Числові значення механічної потужності насоса, отримані за результатами фізичного експерименту, є більшими, ніж значення, отримані за результатами числового експерименту (рис. 5.8). За результатами фізичного експерименту при  $Q_{nom}$  вона становить  $0,7 \text{ кВт}$  та  $0,6 \text{ кВт}$  – за результатами числового експерименту [28]. Різниця в результатах пояснюється неврахуванням при числовому моделюванні вище зазначених втрат. За аналітичними розрахунками втрати потужності для насосів з  $n_s = 63$  на об'ємні втрати припадає 4%, на дискове тертя – 8 %, на механічні – 1% від механічної потужності насоса [83].

За  $Q_{nom}$  найкращі показники напору, потужності, а також ККД із запропонованих варіантів конструкції ОПП в порівнянні з ОПП 0 демонструє ОПП 10 (найвищий напір та ККД).

Напірні криві (рис. 5.10 а) за  $n = 2900$  об/хв є подібними за формою до розглянутих вище за  $n = 1450$  об/хв (рис. 5.8) і відповідають модельному перерахунку за швидкістю обертання валу. Крутизна напірної характеристики розглянутих конструкцій насосів з різними ОПП становить 10,5-16,5%. В діапазоні подач від 0 до  $11 \text{ м}^3/\text{год}$  ( до  $0,7Q_{nom}$ ) відхилення напору становить в межах 1,5%. При вищих подачах спостерігається відхилення в межах 6% для насоса з ОПП 0, 10, 30. Насос з базовим ОПП 0 в робочому діапазоні має найвищий напір в порівнянні з іншими. Максимальний ККД становить 70,5 %. Найнижчий напір має насос з ОПП 50. Потужність насоса при розглянутих варіантах ОПП, крім ОПП 50, є однаковою. Відмінність (зменшення) величини потужності насоса при використанні ОПП 50 спричинена зменшенням інтенсивності передачі енергії лопатями РК рідині. Отримані характеристики насоса за різних швидкостей обертання валу (рис. 5.8 та 5.10) відповідають результатам модельного перерахунку.

Порівняльний аналіз гідравлічних втрат в ОПП та електричних втрат в роторних магнітопроводах електричного двигуна при збільшенні його внутрішнього діаметру виявив, що для  $n = 1450$  об/хв оптимальним діаметром становить від 30 мм до 36 мм (діаметра серійного електродвигуна 32 мм), що відповідає втратам нижче 3% від споживаної електричної енергії, а для  $n = 2900$  об/хв – від 32 мм до 38 мм (діаметра серійного електродвигуна 36 мм), що відповідає втратам нижче 4% (рис. 5.11). Зважаючи на те, що зменшення внутрішнього діаметру ОПП негативно впливає на кавітаційні показники насоса (див. підрозділ 5.6), що знижує його надійність, до подальшого розрахунку прийнято ОПП з внутрішнім діаметром 40 мм.

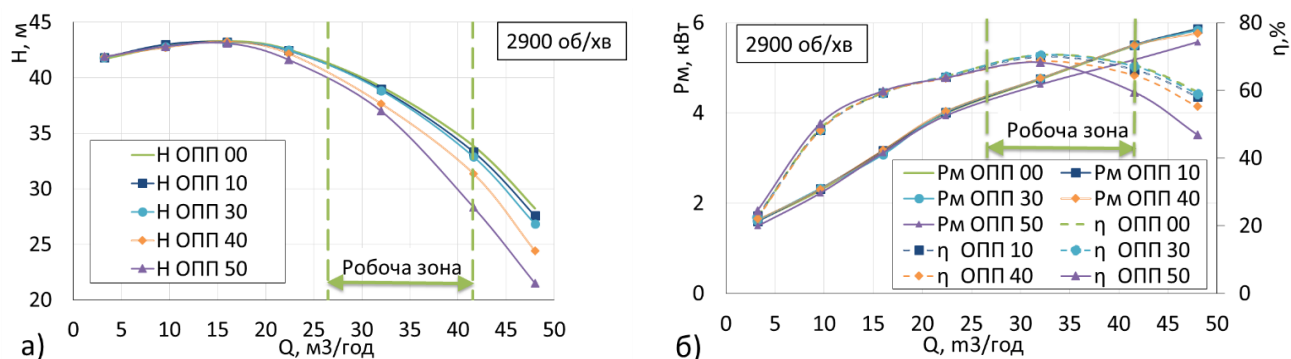


Рисунок 5.10 – Характеристики насоса за  $n=2900$  об/хв:

а) напірні характеристики насоса; б) енергетичні характеристики насоса

### 5.3.2 Вплив геометричних параметрів осьового підвідного пристрою на структуру течії в ньому

За результатами числового моделювання визначено структуру течії рідини в ОПП насоса. Відхилення від рівномірного розподілу поля тиску та швидкості в повздовжньому перетині ОПП спостерігаються у місцях зміни форми поверхні стінок [140]. Гострі виступи кромки (рис. 5.3), що утворюють внутрішній кут, спричинюють збільшення швидкості рідини через згущення ліній течії, а зовнішній кут (рис. 5.3) навпаки, зменшує швидкість рідини до нуля [140].

Для всіх розглянутих варіантів ОПП притаманна зона підвищеного тиску перед обтічником (рис. 5.12 та Додаток Е рис. Е.1). Зони розподілу тиску для різних швидкостей обертання валу є однаковими. Розподіл тиску в *ОПП 0* є рівномірним, крім зони перед входом в РК. Найнижчий тиск спостерігається на периферії біля входу в РК. В *ОПП 10,30,40* найнижчий тиск на периферії на початку та в кінці прямолінійної ділянки. Це спричинено місцевим підвищенням швидкості (рис. 5.13 та Додаток Е рис. Е.2) та вихороутвореннями. Збільшення перепаду тиску між виходом з РК і початком прямолінійної ділянки ОПП покращуватиме умови змащування підшипників.

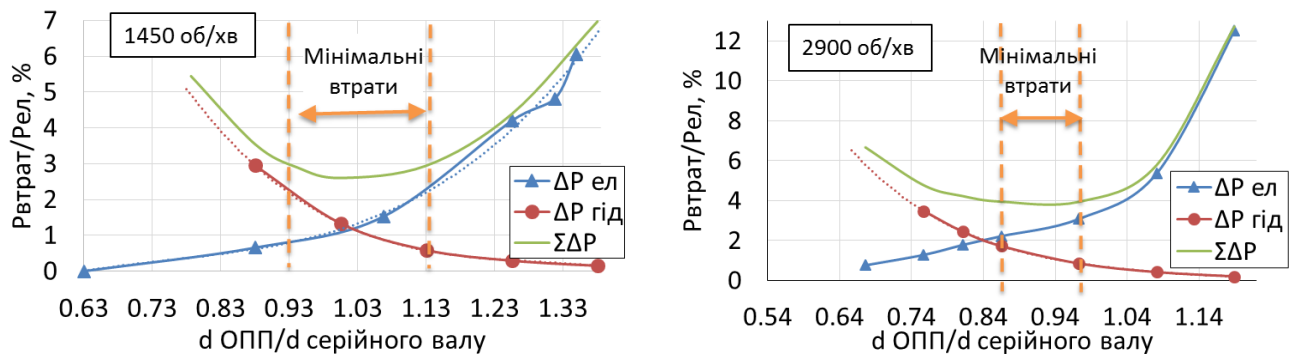


Рисунок 5.11 – Гідравлічні та електромагнітні втрат при зміні діаметру ОПП

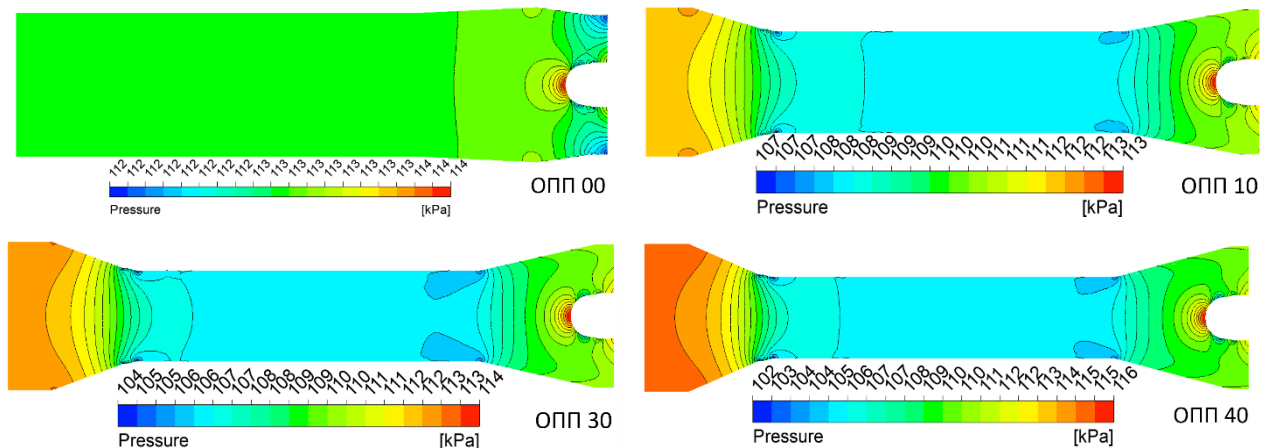


Рисунок 5.12 – Розподіл тиску в поперечному перетині ОПП за  $Q_{nom}$

$$n=1450 \text{ об/хв}$$

В *ОПП 0* картина розподілу швидкості рідини вказує на її рівномірність у поперечному перетині, крім зони конфузора і дифузора та біля стінок (рис. 5.13 та

Додаток Е рис. Е.2). Зони розподілу швидкості для різних величин обертів валу є однаковими. Для запропонованих конструкцій розподіл швидкостей течії є нерівномірним вздовж осі через змінну площу поперечного перетину. Дифузор спричинює нерівномірність швидкості рідини на вході в РК. Біля його стінок, через значний кут розкриття, утворюються зони низьких швидкостей з відривними зонами. Частинки, що рухаються поблизу стінки, згідно закону Бернуллі, зменшують швидкісний напір на стільки ж як і ті, що рухаються в центрі дифузору, а тиск можна вважати однаковим в площині поперечного перетину. Подібний розподіл спостерігається в ОПП (рис. 5.12 та Додаток Е рис. Е.1). Зменшення швидкості спричинене впливом тертя об стінку та турбулентною взаємодією частинок рідини. Як наслідок, виникають вихрові зони. Згідно довідникових даних [130] для кутів розкриття дифузору  $\vartheta$  в діапазоні  $10...20^\circ$  при вісесиметричному профілі розподілу швидкості на вході, відривання потоку від стінки відбувається поперемінно в різних місцях, що призводить до значних коливань потоку рідини. Представлене твердження не враховує умови обертання стінок та розташування лопаток далі по течії, які змінюють структуру потоку. За результатами нестационарного розрахунку описане явище не було виявлено.

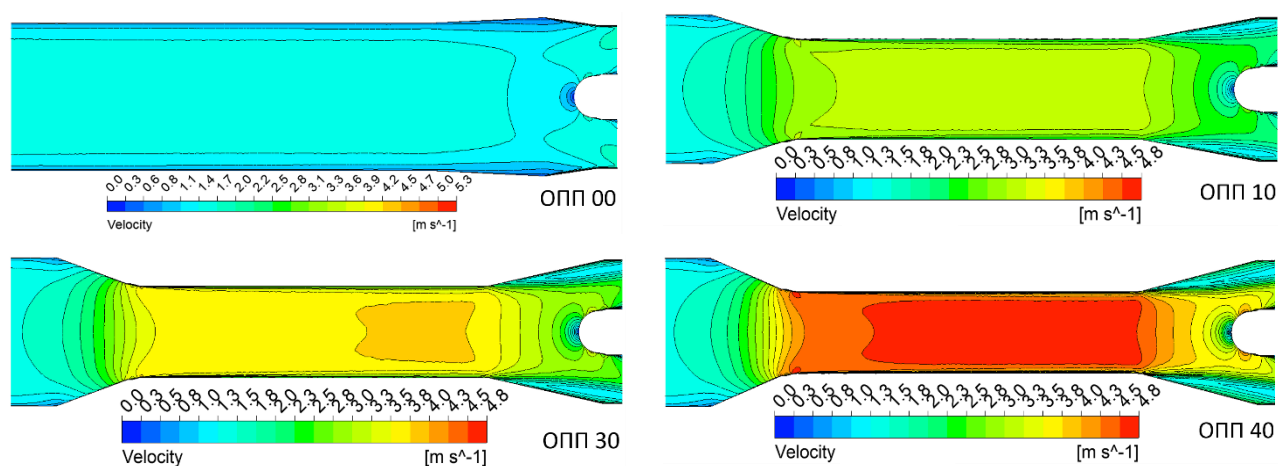
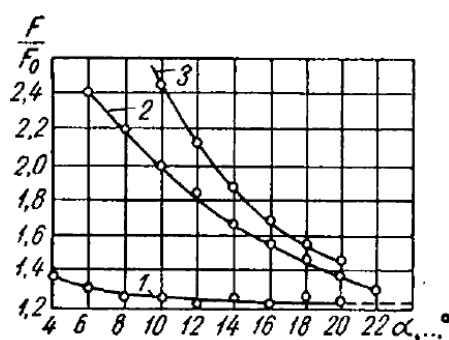


Рисунок 5.13 – Розподіл швидкості в поперечному перетині ОПП за  $Q_{nom}$

$$n=1450 \text{ об/хв}$$

Для прогнозування структури течії існує залежність величини зони відриву від геометричних параметрів плоского дифузору (рис. 5.14) [131]. Скориставшись нею для визначення величини відриву в дифузорі *ОПП 10* має спостерігатися другий режим течії за номінальної подачі, який характеризується відривом течії приблизно на 5 мм від стінки на його виході. Проте, цією залежністю не можливо скористатися для прогнозування режимів течії в *ОПП 30, 40, 50*, які характеризуються значно більшими відношеннями площ виходу і входу ( $F/F_0$ ) ніж наведені на зазначеному рисунку та відрізняється формою поверхонь дифузора.



Справа від: 1 – зона нестійких відривів товщиною 5 мм, 2 – зона стійких відривів товщиною 5 мм, 3 – зона стійких відривів товщиною 15 мм

Рисунок 5.14 – Залежність величини зони відриву для плоского дифузору [131]

Для детального аналізу структури течії та розширення можливостей подальшого прогнозування структури течії за різних подач з застосуванням розглянутих конструкцій *ОПП* на вході в РК проведено числові дослідження робочого процесу насоса, за результатами яких визначено картину розподілу векторів абсолютної швидкості у повздовжньому перетині дифузора та в поперечному перетині на вході в РК (рис. 5.15). Для *ОПП 0* притаманне рівномірне розподілення осьової складової абсолютної швидкості з невеликим зростанням її колової складової на периферії. В *ОПП 10, 30, 40* навпаки, на вході в РК поблизу обтічника переважає осьова складова абсолютної швидкості, а на периферії – колова, що спричинено відривом основного потоку від стінок дифузору.

Для всіх *ОПП* притаманне вісесиметричне розподілення поля швидкостей. Виходячи з цього аналіз залежності величини складових абсолютної швидкості від зміни діаметру *ОПП* (рис. 5.16) проведено вздовж радіуса поперечного перетину.

Для зручності порівняння величини складових швидкостей та радіусів представлені у відносних величинах відповідно до середніх складових абсолютної швидкості ( $V_{i(сep)}$ ) для  $ОПП 0$  та до максимального радіуса ( $R_{max}$ ) в поперечному перетині на вході в РК [28]. Гюліх [85] підтверджує високу відповідність розподілу швидкостей отриманих шляхом числового моделювання експериментальним даним.

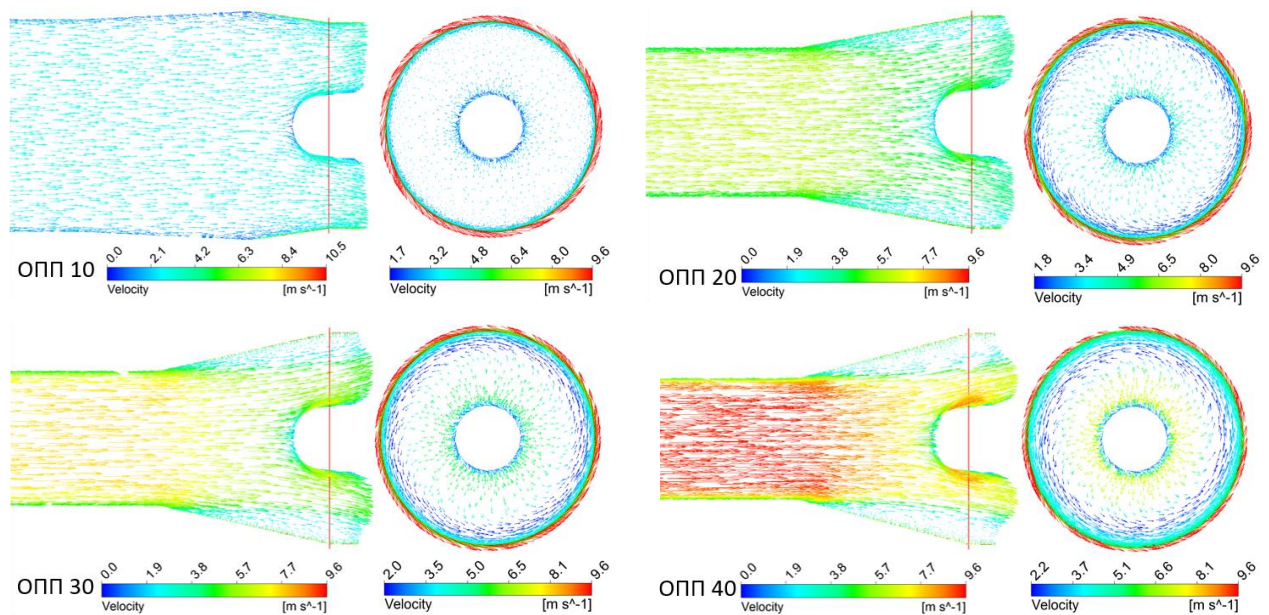


Рисунок 5.15 – Розподіл векторів абсолютної швидкості в повздовжньому та поперечному перетині на вході в РК при  $n = 2900$  об/хв

Загальна картина розподілу колової складової ( $V_u$ ) абсолютної швидкості є подібною для  $ОПП 10, 30, 40, 50$  (рис. 5.16). В діапазоні  $(0,3-0,55) R/R_{max}$  колова складова відсутня, а потім при збільшенні радіуса плавно зростає. При цьому, при зменшенні діаметра  $ОПП$  її величина збільшується [28]. На периферії для  $ОПП 10, 30, 40, 50$  вона досягає однакової максимальної величини.  $ОПП 0$  притаманний стрімкий зріст колової складової швидкості в діапазоні  $(0,9-1,0) R_{max}$ . Слід зауважити, що колова складова ( $V_u$ ) абсолютної швидкості біля стінки в  $ОПП 0$  за  $n = 1450$  об/хв є нижчою ніж в  $ОПП 10, 30, 40$ , а за  $n = 2900$  об/хв значно менша. Аналогічні результати було отримано Байкаром [137].



Графіки (рис. 5.16) та картини розподілу векторів абсолютної швидкості (рис. 5.15) демонструють структуру течії, що є подібна до течії, яка рухається в дифузори з нерухомими стінками і відповідають залежностям наведеним [85], у відповідності до яких, в *ОПП 10* спостерігається невідривний режим течії, в *ОПП 30 i 40* – нестабільне відривання, а в *ОПП 50* – режим повного розвитку відривання. Проте, представлені залежності розраховані для дифузора без обтічника та з нерухомими стінками, тому за ними не можна визначити структуру течії в дифузори *ОПП*.

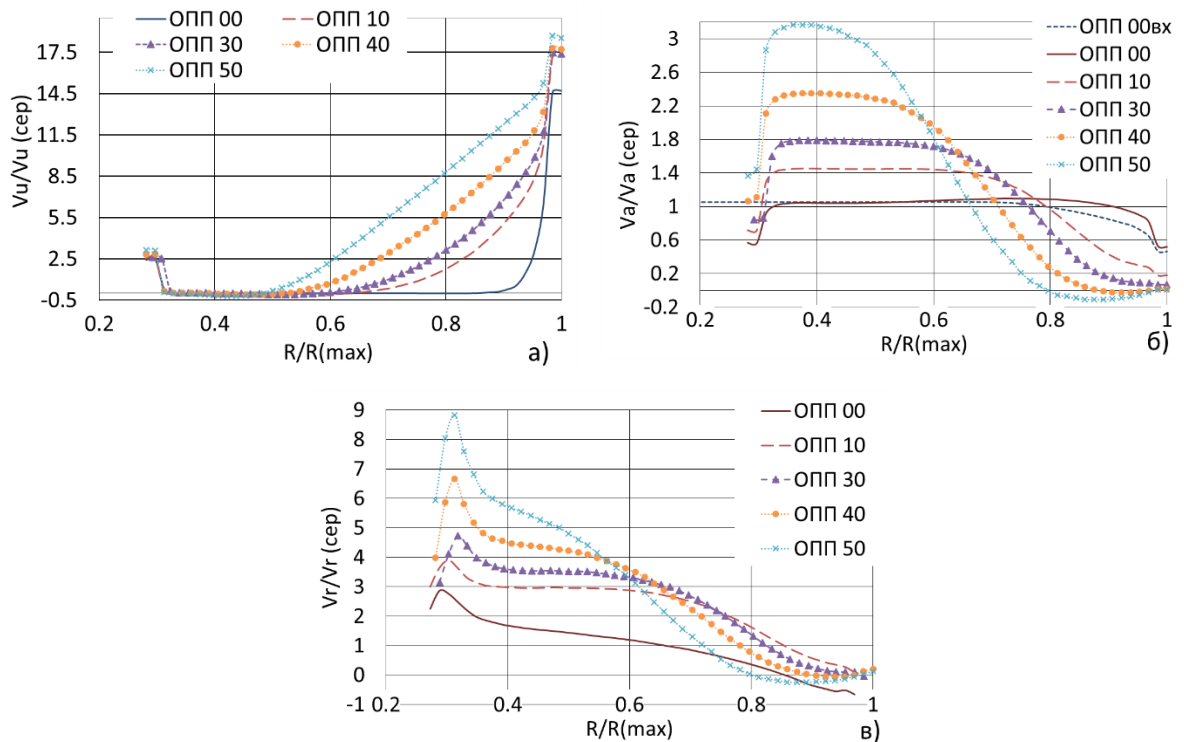


Рисунок 5.16 – Порівняння відносних величин складових абсолютної швидкості в поперечному перетині на вході в РК за  $n = 1450$  об/хв: а) колова складова ( $V_u$ ); б) осьова складова ( $V_a$ ); в) радіальна складова ( $V_r$ )

На виході з *ОПП 0* спостерігається рівномірний розподіл осьової ( $V_a$ ) складової абсолютної швидкості, крім зони на периферії (рис. 5.16). Незначне її зростання в діапазоні  $(0,6-0,9) R/R_{\max}$  спричинене конфузоровим перед входом в РК. На виході з *ОПП 10, 30, 40, 50* в центральній частині перетину переважає осьова складова абсолютної швидкості вище середньої, а на периферії – нижче середньої.

Такий розподіл спричинений відривними процесами в дифузорі на виході з ОПП [28]. Обертання стінок ОПП зменшує зворотню течію біля стінки дифузору (подібні результати отримані в розділі 4), що підтверджує ефективність застосування дифузору з метою зниження зворотної течії [137].

Розподіл радіальної ( $V_r$ ) складової абсолютної швидкості в конструкції ОПП 0 демонструє вплив обтічника, який спрямовує рідину до периферії. Для ОПП 10, 30, 40, 50 притаманна значна величина радіальної складової, що спричинено розширенням поперечного перетину, обтіканням рідиною обтічника та відривних зон.

В діапазоні (0,25-0,35)  $R/R_{max}$  спостерігається зменшення осьової і радіальної складової та збільшення колової складової абсолютної швидкості, що спричинено впливом обтічника та його обертанням на пристінковий потік рідини. Розподіл профілів швидкостей для  $n = 1450$  об/хв та  $n = 2900$  об/хв є подібний. При  $n = 2900$  об/хв складові абсолютної швидкості значно вищі ніж при  $n = 1450$  об/хв.

Точка початку інтенсивної зміни складових абсолютної швидкості (початок зростання колової складової ( $V_u$ ), зниження осьової складової ( $V_a$ ) та зниження радіальної складової ( $V_r$ )) на вході в РК відповідає значенню величини діаметра ОПП. Це підтверджує наявність ядра потоку на виході з дифузору, що пояснюється його відносно короткою довжиною.

Порівняння характеристик ОПП здійснено з використанням таблиць 5.2 та 5.3.

Таблиця 5.2 – Порівняння характеристик ОПП за  $Q_{nom}$  ( $n = 1450$  об/хв)

Параметр	ОПП 0		ОПП 10		ОПП 30		ОПП 40		ОПП 50	
	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід
$V_u, \text{ м/с}$	0	0,112	0	0,426	0	0,582	0	0,847	0	1,197
$V_a, \text{ м/с}$	1,34	1,568	1,34	1,57	1,34	1,571	1,34	1,586	1,34	1,571
$V_r, \text{ м/с}$	0	0,105	-0,013	0,286	-0,017	0,291	-0,020	0,281	-0,024	0,265
$V, \text{ м/с}$	1,34	1,62	1,34	1,843	1,34	2,016	1,34	2,306	1,34	2,684
$\mu_\tau$	0,001	0,036	0	0,069	0	0,058	0	0,047	0	0,037
$\phi_a$	0,78	0,71	0,80	1,57	0,82	1,85	0,83	2,04	0,85	2,14
$h, \text{ м}$	0,002		0,038		0,074		0,144		0,228	
$\xi_0$	0,018		0,215		0,287		0,331		0,379	



Конструкція *ОПП 0* характеризується рівномірним розподілом за напрямком та абсолютною величиною складових абсолютної швидкості на вході та виході, що відповідає мінімальному значенню коефіцієнту моменту швидкості [185] та опору. Колова складова абсолютної швидкості зростає зі зменшенням діаметра, що пояснюється розширенням відривних зон дифузора. Для всіх *ОПП* зростання осьової складової абсолютної швидкості є однакове і спричинене зменшенням площі поперечного перетину через наявність обтічника. На вході в *ОПП 0* відсутня радіальна складова абсолютної швидкості, а в *ОПП 10, 30, 40, 50* вона спричинена наявністю конфузора далі за течією. Зростання абсолютної швидкості спричиняється додатковим обертанням стінок *ОПП*, що в свою чергу викликає зростання її колової складової.

Таблиця 5.3 – Порівняння характеристик *ОПП* за  $Q_{nom}$  ( $n = 2900$  об/хв)

Параметр	ОПП 0		ОПП 10		ОПП 30		ОПП 40		ОПП 50	
	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід
$V_u, \text{м/с}$	0	0.217	0	0.832	0	1.161	0	1.707	0	2,431
$V_a, \text{м/с}$	2.68	3.137	2.68	3.141	2.68	3.141	2.68	3.185	2,68	3,143
$V_r, \text{м/с}$	0	0.209	-0.026	0.577	-0.033	0.589	-0.040	0.566	-0,049	0,533
$V, \text{м/с}$	2.68	3.239	2.68	3.677	2.68	4.04	2.68	4.631	2,681	5,415
$\mu_\tau$	0	0.034	0	0.067	0	0.056	0	0.045	0	0,035
$\phi_a$	1,28	0,85	1,3	1,63	1,31	1,93	1,31	2,06	0,99	2,15
$h, \text{м}$	0.008		0.147		0.291		0.575		1,164	
$\xi_0$	0,017		0,209		0,281		0,325		0,375	

Коефіцієнт моменту швидкості, що визначається за формулою (4.1), найвищий в *ОПП 10*, тому що в ньому відбувається найбільше закручування ядра потоку (рис. 5.15 та 5.16) [28]. Нерівномірність швидкості ( $\phi_a$ ) в поперечному перетині [186]:

$$\phi_a = 2 \cdot \frac{V_{i \max} - V_{i \min}}{V_{i \max} + V_{i \min}}.$$

Зі зменшенням діаметра  $\phi_a$  зростає, що відображено на графіках (рис. 5.16).

Опір (Додаток Е рис. Е.3) та коефіцієнт опору (4.2) зростають зі зменшенням діаметра, що спричинено більшими гідравлічними втратами в конфузурі, прямолінійній ділянці та дифузурі (рис. 5.17). Слід відмітити зниження втрат в ОПП при зменшенні величини подачі та, навіть, додаткове зростання напору за подач нижче  $0,3 Q_{nom}$  (Додаток Е рис. Е.3).

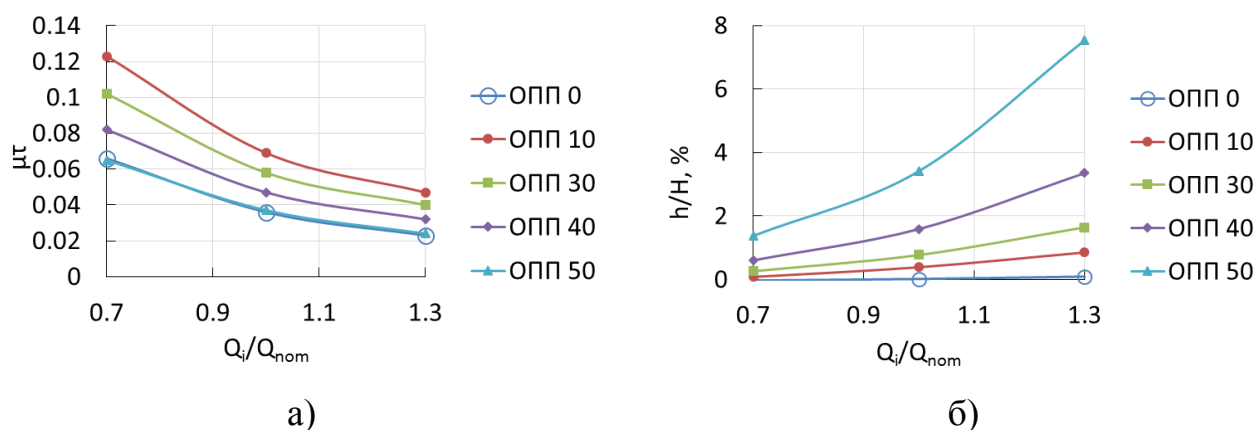


Рисунок 5.17 – Зміна характеристик ОПП ( $n = 1450$  об/хв): а) зміни коефіцієнта моменту швидкості; б) частка гідравлічних втрат в ОПП від напору

При збільшенні обертів валу від 1450 об/хв до 2900 об/хв подача збільшується в 2 рази відповідно до модельного перерахунку, а, як наслідок, і швидкість потоку. При цьому, коефіцієнт моменту швидкості зменшується на 0,002 для всіх варіантів ОПП. Опір зростає в 4 рази, що відповідає модельному перерахунку за напором. Коефіцієнт опору для ОПП 0 зменшується на 0,001, а для решти – на 0,006. Незначне зниження  $\mu_\tau$  та  $\xi_0$  спричинене зміною розподілу структури течії в дифузурі, через зростання швидкості обертання збільшується радіальний градієнт тиску. Вище розглянуті показники розраховують по витратній складовій швидкості в поперечному перетині на вході в РК, тому зміна відривних зон також впливає на їх величину. Нерівномірність швидкості в поперечному перетині на вході в дифузур зростає, що спричинено зростанням кутової швидкості в 2 рази, при чому при зменшенні діаметра зростання нерівномірності швидкості знижується від 39 % до 14 %. На виході з дифузору зростання нерівномірності

швидкості ще менше – від 16,5 % до 0,5 %. Це пояснюється зменшенням лінійної швидкості стінки ОПП при зменшенні його діаметра.

З чотирьох запропонованих варіантів конструкції ОПП найкращі гідравлічні характеристики має *ОПП 10*, при чому, його внутрішній діаметр відповідає діаметру, до якого можна зменшувати діаметр ОПП без негативних наслідків щодо робочих параметрів насоса.

### 5.3.3 Особливості форми конфузора

Згідно плану числового експерименту розглянуто дві форми конфузора (рис. 5.4). Детальний аналіз проведено на прикладі *ОПП 10* та *ОПП 11*. Отримана картина розподілу тиску та швидкості в повздовжньому перетині (рис. 5.18) аналогічна результатам експериментальних та теоретичних досліджень [186]. В конфузори відбувається збільшення середньої величини абсолютної швидкості. Інтенсивність зниження тиску вздовж стінок *ОПП 11* є меншою ніж в *ОПП 10*. Згідно [130], при  $\gamma 5...20^\circ$  коефіцієнт опору є найменшим при ( $Re > 10^5$ ). За результатами аналітичних розрахунків для *ОПП 10* і *ОПП 11* коефіцієнт опору при нерухомих стінках відповідно становить 0,04 та 0,044 [130]. При цьому зростання напору та ККД при  $n = 1450$  об/хв становить 0,09 % та 0,20 %, що є мало суттєвим.

### 5.3.4 Вплив форми дифузора на робочий процес насоса

Результати аналізу впливу форми дифузора на характеристики насоса представлено в табличній формі (Табл. 5.4), при цьому, базовою формою є *ОПП 10*. Прямо пропорційної залежності величин напору та ККД від геометричних параметрів ОПП не виявлено. Можна відмітити, що зниженню характеристик насоса відповідає зниження  $\mu_t$  та  $\xi_0$  і збільшення втрат в ОПП та навпаки.

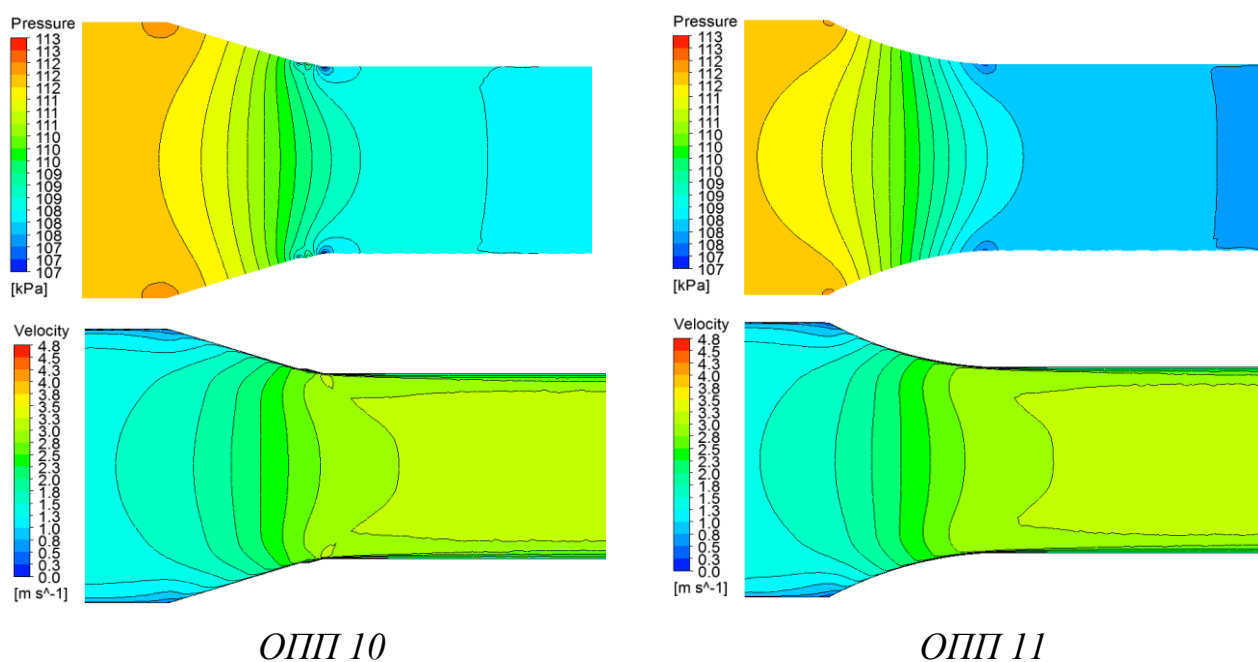


Рисунок 5.18 – Розподілення тиску та швидкості в повздовжньому перетині конфузора ОПП

Розглянемо детально кращі варіанти ОПП з таблиці 5.4 шляхом аналізу структури течії в поперечному перетині (рис. 5.19 та 5.20). *ОПП 13* має вищий тиск в прямолінійній ділянці та більшу різницю швидкостей біля обтічника та на периферії. *ОПП 16* з раптовим розширенням (детальний аналіз раптового розширення приведено в 4 Розділі) та *ОПП 18* з двома кутами розкриття дифузора мають менші відривні зони. *ОПП 20* має криволінійні профілі стінок конфузора та дифузора, що спричинює плавну зміну тиску та швидкостей на їх стінках. *ОПП 26* зі ступінчастим дифузором має коротшу відривну зону в порівнянні з іншими варіантами, проте сильне звуження прохідного каналу спричинює значні гідравлічні втрати. *ОПП 13* та *ОПП 26* можна розглядати як кільцевий дифузор з внутрішнім обтіканням. За результатами досліджень *ОПП 13* та *ОПП 26* мають значні гідравлічні втрати. Додатково слід відмітити, що короткі дифузори мають більшу нерівномірність швидкості на виході. Отримані результати подібні до результатів дослідження структури течії в дифузорі з обертовими стінками [141], проте картини розподілу тиску та швидкості мають відмінності. Обтічник по центру дифузору спрямовує потік в радіальному напрямку, що зменшує відривні зони.

За результатами проведеного аналізу *ОПП 18* має найкращі гідравлічні характеристики, що спричинено формою профілю стінок *ОПП*, а саме плавністю переходу конфузора в прямолінійну ділянку та прямолінійної ділянки в дифузор і незначним зменшенням площі поперечного проходу в зоні обтічника.

Таблиця 5.4 – Порівняння характеристик насоса з різними формами дифузора *ОПП* (1450 об/хв) (сірим кольором зафарбовано значення, що відповідають підвищенню енергоефективності насоса, а напівжирним шрифтом виділено значення, що відповідають зниженню)

<i>ОПП</i>	Н, м	ККД, %	$\Delta H$ , %	$\Delta$ ККД, %	$\mu_\tau$	$h$ , м	$\zeta_0$
10	9.743	70.005	0	0	0,069	0,038	0,215
12	9.741	70.076	-0,02	0,10	0,066	0,042	0,215
13	9.716	69.861	<b>-0.28</b>	<b>-0.21</b>	<b>0,063</b>	<b>0,052</b>	<b>0,188</b>
14	9.737	70.08	-0.06	0.11	0,067	0,039	0,210
15	9.753	70.114	0.10	0.16	0,066	0,04	0,200
16	9.753	70.134	0.10	0.18	0,068	0,039	0,197
17	9.744	70.106	0.01	0.14	0,068	0,038	0,209
18	9.753	70.137	0.10	0.19	0,068	0,038	0,207
19	9.746	70.108	0.03	0.15	0,066	0,039	0,192
20	9.753	70.132	0.10	0.18	0,065	0,040	0,196
22	9.75	70.025	0.07	0.03	0,067	0,039	0,210
23	9.739	70.037	-0.04	0.05	0,065	0,043	0,181
24	9.748	70.122	0.05	0.17	0,066	0,039	0,203
25	9.748	70.142	0.05	0.20	0,067	0,039	0,206
26	9.72	69.825	<b>-0.24</b>	<b>-0.26</b>	<b>0,063</b>	<b>0,053</b>	<b>0,169</b>
27	9.752	70.133	0.09	0.18	0,068	0,039	0,210

### 5.3.5 Вплив довжини і діаметра осьового підвідного пристрою на його характеристики

Згідно отриманих результатів втрати тиску в запропонованих конструкціях *ОПП* мають лінійну залежність від його довжини (рис. 5.21 а). Меншому діаметру

прохідного перетину відповідають більші гідравлічні втрати. Відносні втрати при  $n = 1450$  об/хв та  $n = 2900$  об/хв є однаковими, що підтверджує відповідність отриманих значень втрат результатам модельного перерахунку за напором  $h = h_m \cdot (n/n_m)^2$ . Розрахункові втрати напору при номінальній довжині *ОПП 31* становлять менше 1%. ККД для насоса з *ОПП 11* та *ОПП 31* для довжини менше  $1,25 l_{об.б}$  є вищим ніж для *ОПП 0*. Зміна коефіцієнту опору має лінійну залежність від довжини *ОПП* (рис. 5.24 б).

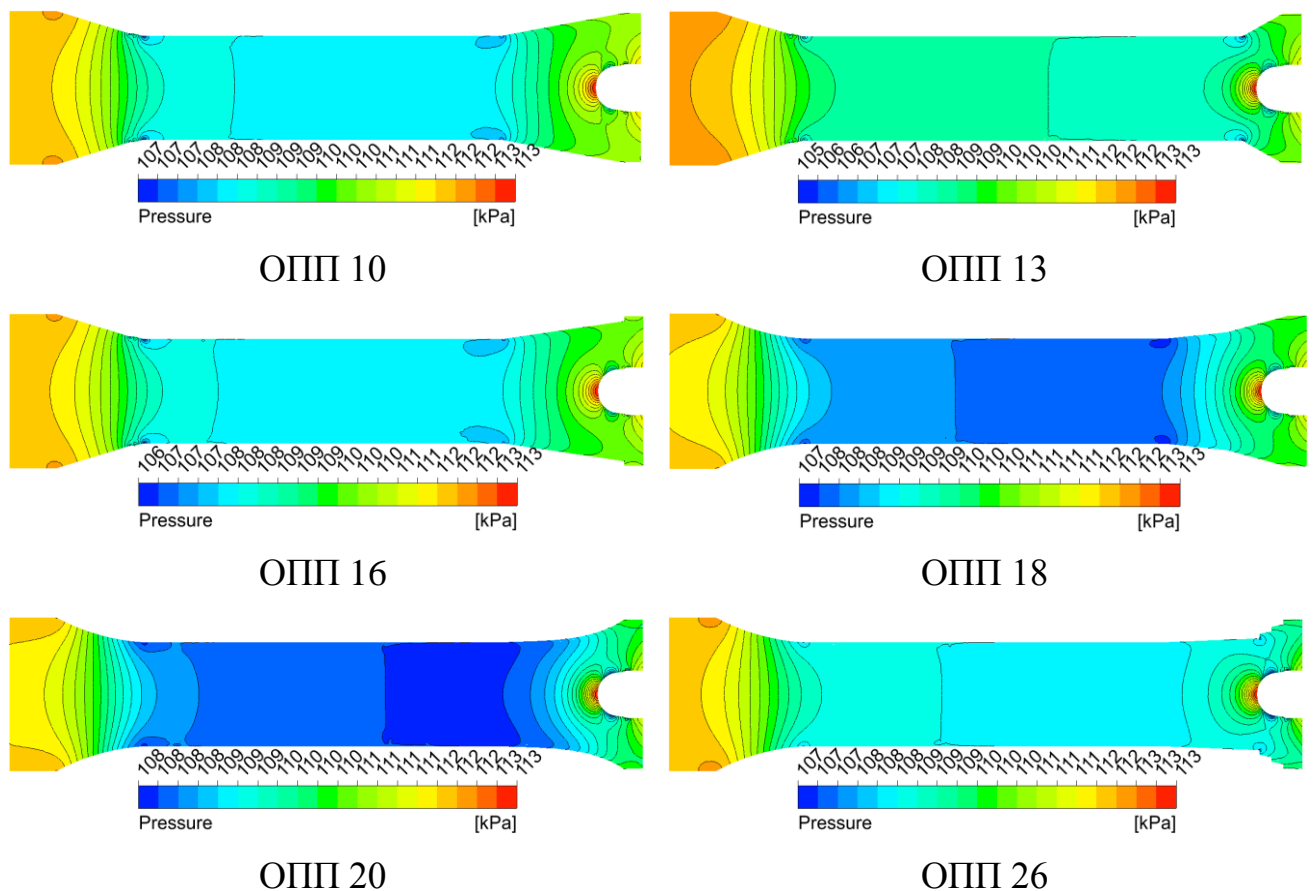


Рисунок 5.19 – Розподілення тиску в повздовжньому перетині *ОПП*

Розподілення втрат напору між елементами *ОПП* є не рівномірне. Прямолінійна нерухома ділянка на вході в *ОПП* та конус мають найменші втрати. Частка втрат в прямолінійній ділянці збільшується зі збільшенням довжини (рис. 5.21 б). Меншому діаметру відповідає менша частка від загальних втрат в *ОПП*, через збільшення втрат у відривних зонах дифузору. Абсолютна величина втрат в дифузوری *ОПП 41* та *ОПП 51* зменшується зі збільшенням довжини.

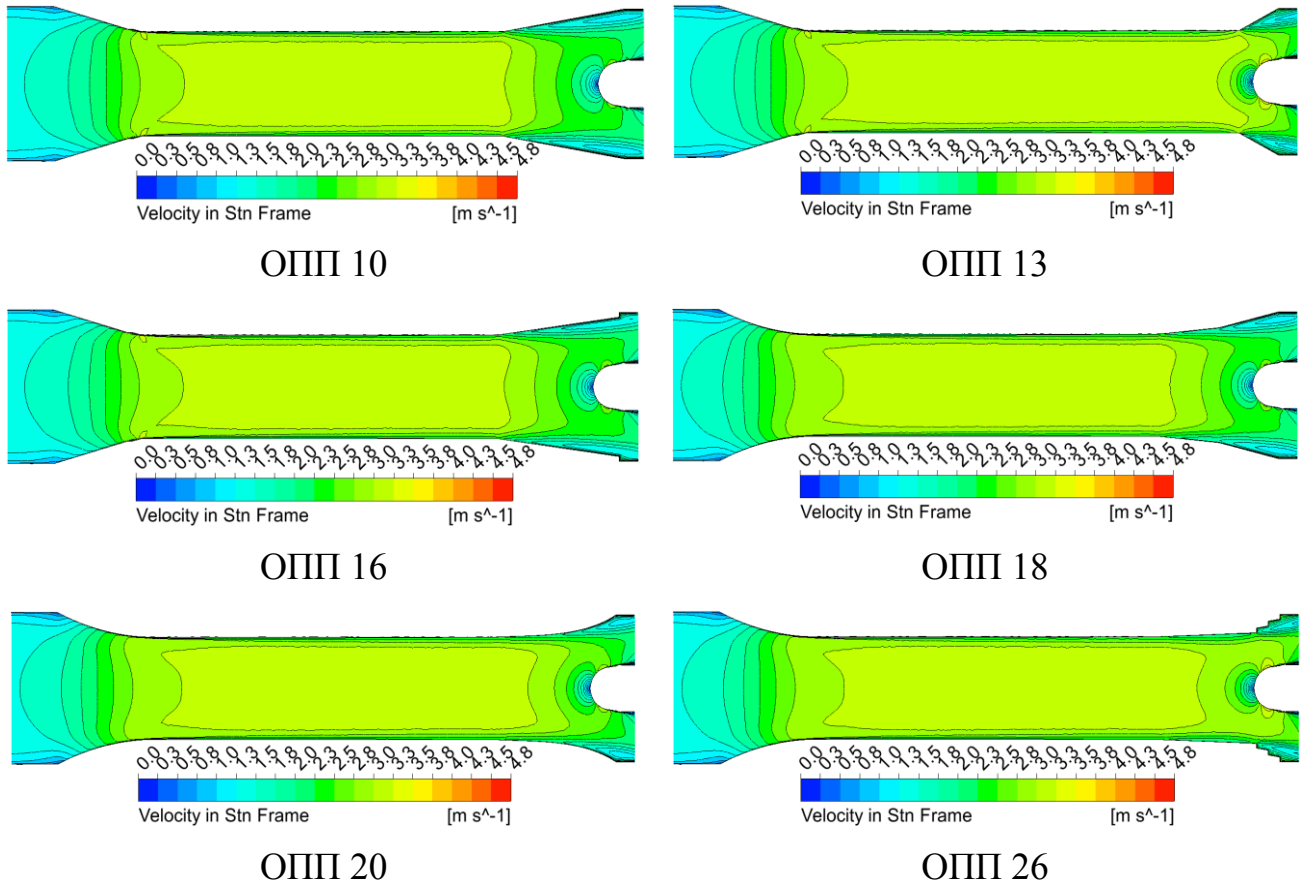


Рисунок 5.20 – Розподілення швидкості в поперечному перетині ОПП

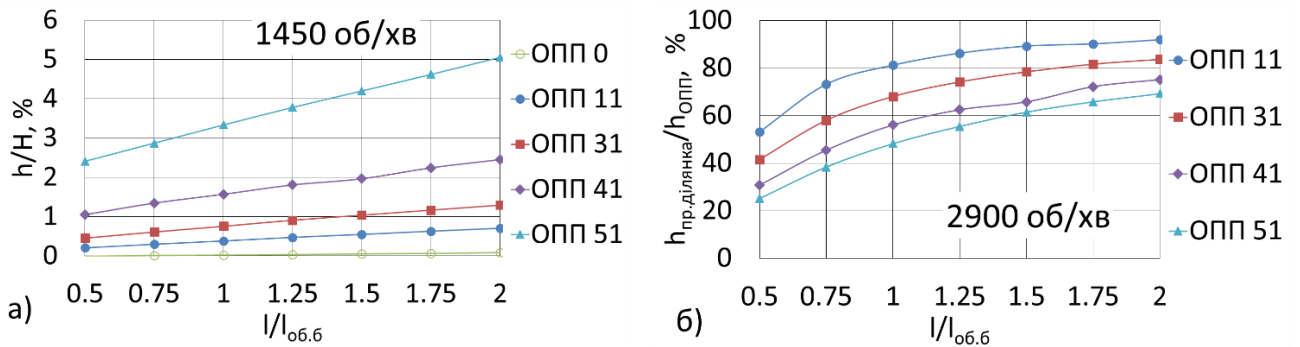


Рисунок 5.21 – Залежність втрат напору в ОПП від його довжини : а) частка втрат в ОПП від напору насоса; б) частка втрат в прямій ділянці ОПП від всіх втрат в ОПП

Зміна колової складової абсолютної швидкості має не лінійну залежність від довжини ОПП (рис. 5.21 а). Спостерігається зменшення абсолютної величини її приросту при збільшенні довжини ОПП (Додаток Е рис. Е.4 а). Довжина прямої

ділянки майже не впливає на величину зростання колової складової абсолютної швидкості в дифузорі (Додаток Е рис. Е.4 б). Меридіональна складова абсолютної швидкості для *ОПП 11* та *ОПП 31* є сталою, а для *ОПП 41* та *ОПП 51* зменшується зі збільшенням довжини за рахунок зниження радіальної складової через формування стійкого основного потоку (рис. 5.22 б).

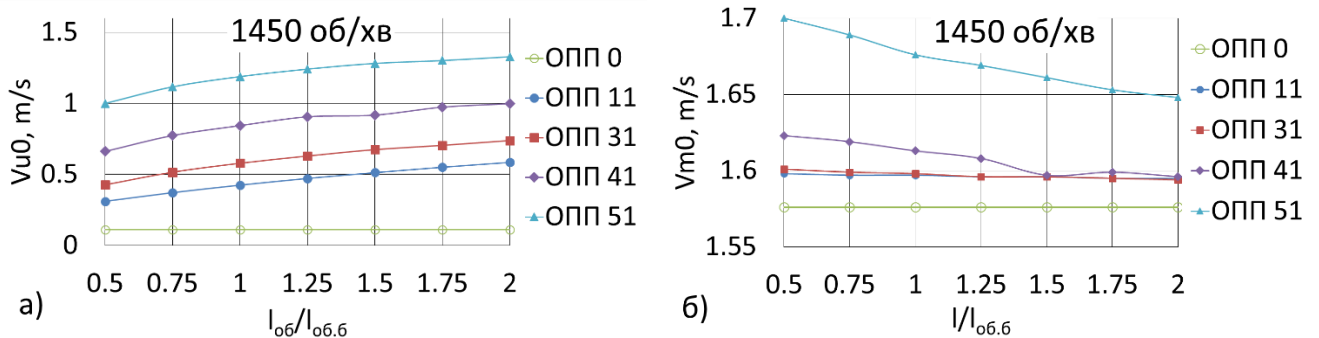


Рисунок 5.22 – Порівняння середніх величин складових абсолютної швидкості в поперечному перетині на вході в РК: а) колова складова ( $V_{u0}$ ); б) меридіональна складова ( $V_{m0}$ )

Збільшення довжини прямолінійної ділянки зменшує приріст моменту швидкості потоку в дифузорі, крім того, цей приріст зменшується зі збільшенням діаметру прямолінійної ділянки (рис. 5.23). Значення моменту швидкості для  $n = 2900$  об/хв відповідають величинам визначеним шляхом модельного перерахунку з  $n = 1450$  об/хв ( $V_u R = V_u R_m \cdot (n/n_m)^l$ ).

Зміна коефіцієнту моменту швидкості має лінійну залежність від довжини (рис. 5.24 а). Його зростання відбувається за рахунок прямолінійної ділянки. Зміна її довжини не впливає на величину закручування рідини в дифузорі (Додаток Е рис. Е.5 а).

При подовженні прямої ділянки ОПП спостерігається зміна картини розподілу швидкостей на вході в дифузор (рис. 5.25). В центрі поперечного перетину осьова складова абсолютної швидкості зростає, а біля стінок – знижується. Профіль швидкості в поперечному перетині витягується, а відривні зони збільшуються. Це спричинено додатковою інтенсифікацією вихорів



приграничного шару та збільшенням його висоти [85,130]. Як наслідок, величина колової складової абсолютної швидкості на вході в РК в діапазон (0,5...0,9)  $R_{max}$  зростає при збільшенні довжини ОПП і навпаки, а величина осьової складової абсолютної швидкості в діапазон (0,3...0,6)  $R_{max}$  зростає при збільшенні довжини ОПП і навпаки (рис. 5.26 та Додаток Е рис. Е.6). Це призводить до погіршення умов натікання потоку на лопаті РК.

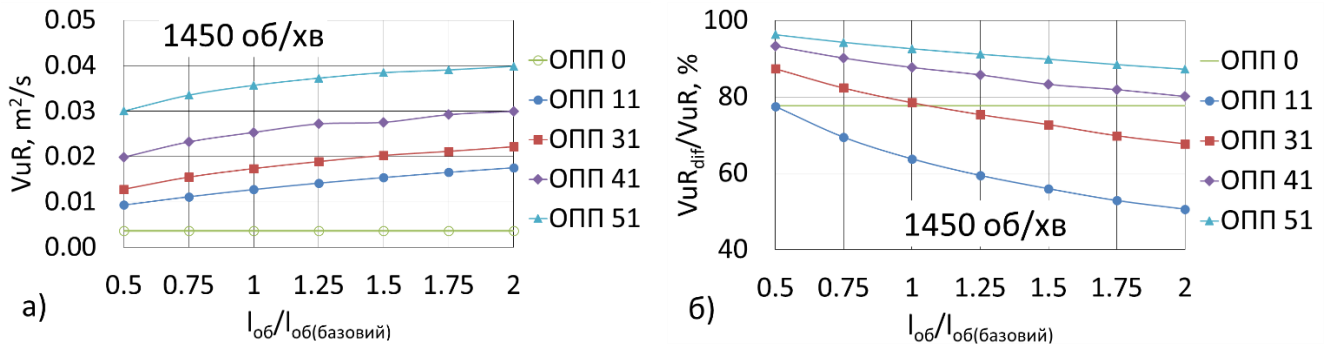


Рисунок 5.23 – Порівняння параметрів ОПП: а) момент швидкості ( $VuR$ ) на вході в РК; б) частка зростання моменту швидкості ( $VuR$ ) в дифузори

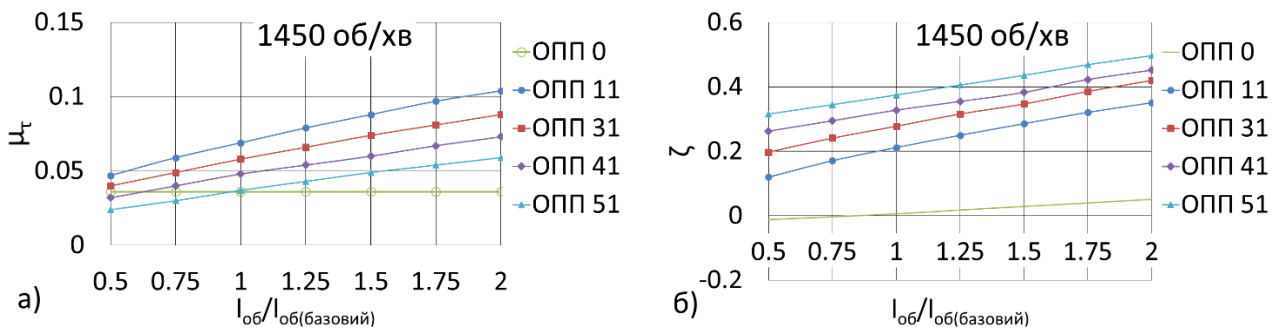


Рисунок 5.24 – Порівняння параметрів ОПП: а) коефіцієнт моменту швидкості ( $\mu_\tau$ ); б) коефіцієнтт опору ( $\zeta$ )

### 5.3.5 Вплив негладких стінок осьового підвідного пристрою на робочий процес насоса

План дослідження передбачає розгляд великої кількості геометричних параметрів ОПП (див. підрозділ 5.2), що впливають на робочий процес насоса. Моделювання робочого процесу насоса проведено для вибраних варіантів

конструкцій ОПП. Якщо тенденція зміни параметрів призводила до зниження характеристик насоса, то подальші дослідження у вибраному напрямку не проводилися. Це дозволило зменшити кількість виконаних досліджень.

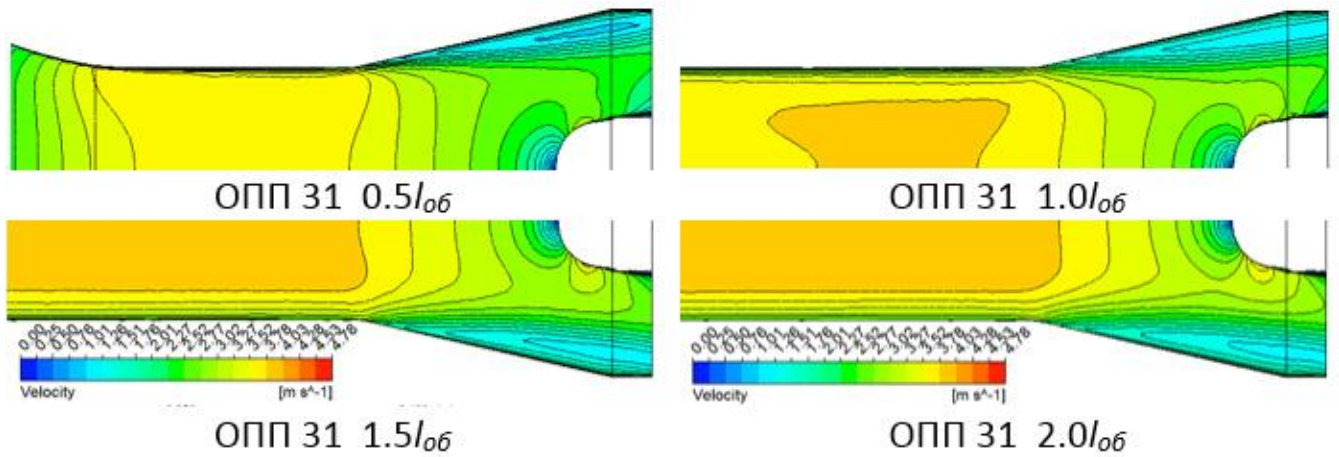


Рисунок 5.25 – Вплив довжини ОПП 31 на розподіл швидкості на вході в дифузор та на виході з нього ( $n = 1450$  об/хв)

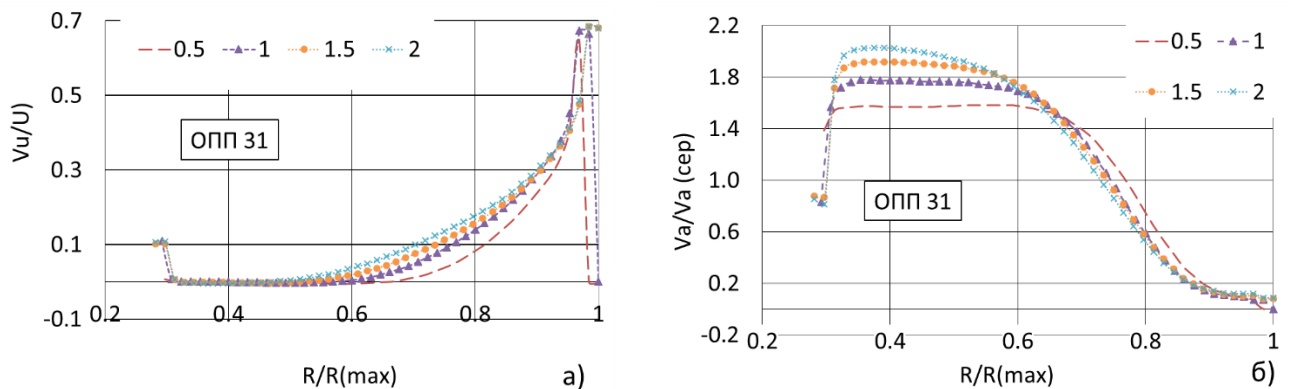


Рисунок 5.26 – Вплив довжини ОПП на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК ( $n = 1450$  об/хв)

Першими було досліджено ОПП з перпендикулярними до осі обертання ребрами та канавками, ефективність яких представлена в роботах [134,136]. За їх рекомендаціями ефективна кількість ребер становить 8 шт., їх розташування – на початку дифузора, співвідношення відстані між ребрами до їх висоти становить 2:1. За результатами досліджень виявлено, що характеристики насоса погіршилися в порівнянні з базовим варіантом. Найкращий варіант мав зниження напору на 0,4%.

Для визначення причин такого погіршення проведено аналіз розподілу тиску та структури течії вибраних варіантів ОПП (Додаток Е рис. Е.7 та Е.8). В *ОПП 82* знижується тиск біля канавок, проте на структуру відривної зони це майже не впливає. Тільки в самих канавках є зростання колової складової абсолютної швидкості. В *ОПП 92* на першому ребрі спостерігається місцеве підвищення швидкості та відповідне зниження тиску. Така конфігурація ребер збільшує відривну зону, зону нижчих тисків та нерівномірність профіля швидкості на вході в РК. В *ОПП 38* з одним ребром на виході з дифузору картина розподілу тиску та швидкості майже не змінилася, тому що ребро знаходиться у відривній зоні.

Серед досліджених 80 варіантів конструкцій ОПП з негладкими стінками мало варіантів, які покращують робочі характеристики насоса (Додаток Е Табл. Е.1). Найкращі варіанти ОПП (Табл 5.5) мають зростання напору і ККД в межах 1% (рис. 5.27), що не дає підстав стверджувати про явний позитивний результат. Причини наступні: висота ребер вибрана така, що вони впливають тільки на пристінковий шар рідини (тобто основний потік в ОПП не зазнав суттєвого впливу); ребра або канавки зазвичай не створюють додаткового напору.

Таблиця 5.5 – Параметри ОПП з ребрами та канавками (див. рис 5.29)

ОПП	Тип	Кількість	Висота, мм	Ширина, мм	Ділянка ОПП	Форма траєкторії
62	Ребра	8	2	3	пряма	гвинтова
64	Ребра	4	2	3	пряма	пряма
70	Ребра	8	2	3	дифузор	гвинтова
71	Ребра	4	2	3	дифузор	пряма
133	Канавки	8	2	2	дифузор	гвинтова
253	Канавки	8	2	2	дифузор	пряма

Характеристики, що отримані за результатами числового моделювання робочого процесу насоса, є якісно подібними, хоча незначні відмінності у величині напору між моделями спостерігаються. Насос з *ОПП 62* має найвищу величину напору за  $(0,7-1,0) Q_{nom}$ , проте при збільшенні подачі напір суттєво знижується. Насос з *ОПП 70* має найнижчу величину напору та ККД за  $Q_{nom}$ , що спричинено

суттєвими змінами структури потоку. При вищих подачах спостерігаються більші відмінності у величинах напору та ККД. При  $n = 2900$  об/хв є незначні розбіжності у величинах напору та ККД (Додаток Е рис. Е. 9). Вони спричинені збільшенням швидкості обертання стінок і, як наслідок, умов обтікання ребер та канавок. Проте у насосі з *ОПП 62* та *ОПП 133* залишився найвищий напір [30].

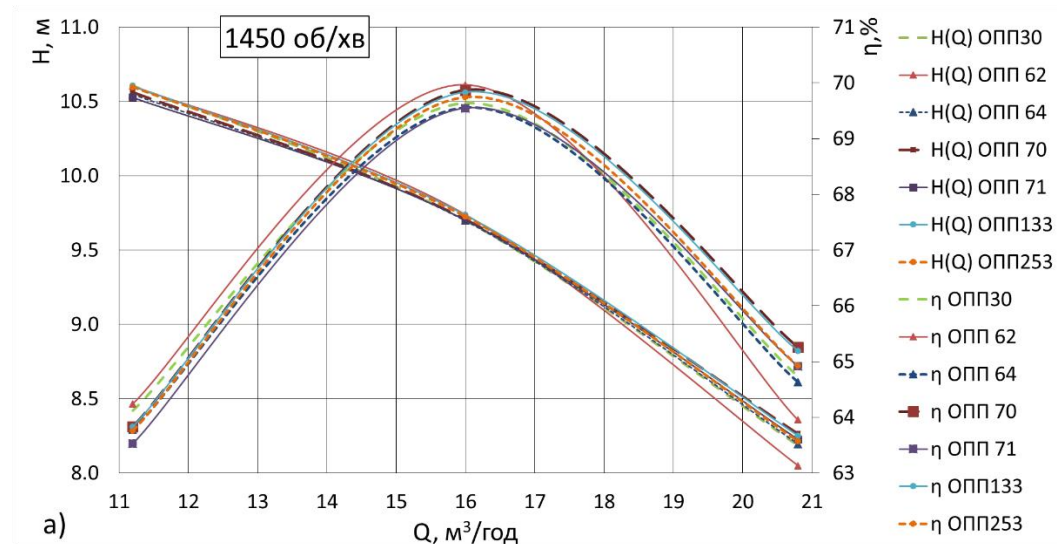


Рисунок 5.27 – Характеристики насоса з ОПП, які мають негладкі стінки

Основні аналітичні характеристики ОПП представлені таблицях 5.6 та 5.7. В порівнянні з базовим варіантом (*ОПП 30*) середня величина колової складової абсолютної швидкості на вході в РК знизилася тільки в *ОПП 70* та *ОПП 133*, які мають закручені ребра та канавки. Для всіх ОПП осьова складова абсолютної швидкості є незмінна, так як на її величину впливає площа поперечного перетину або величина подачі. Радіальна складова абсолютної швидкості майже не змінюється. Зміна абсолютної швидкості в більшій мірі залежить від зміни її колової складової. Коефіцієнт моменту швидкості найвищий в *ОПП 71* ( $n = 1450$  об/хв) та *ОПП 70* ( $n = 2900$  об/хв), що спричинено сильними вихорами біля ребер. В усіх запропонованих варіантах ОПП з негладкими стінками величина коефіцієнта моменту швидкості є більшою, ніж в базового. *ОПП 64* та *ОПП 70* мають найнижчий коефіцієнт опору. В *ОПП 71*, навіть, відбувається додаткове збільшення напору за номінальної подачі, а при зниженні подачі спостерігається

додаткове збільшення напору в усіх трьох варіантах ОПП (рис. 5,25 а) [30]. Зміна коефіцієнтів моменту швидкості та опору не є прямо пропорційною зміні величин напору та ККД.

Таблиця 5.6 – Порівняння характеристик ОПП ( $n = 1450$  об/хв)  $Q_{ном}$  (сірим кольором зафарбовано значення, що відповідають підвищенню енергоефективності насоса, а напівжирним шрифтом виділено значення, що відповідають зниженню)

ОПП	$H, м$	$\eta, \%$	$V_u, м/с$	$V_a, м/с$	$V_r, м/с$	$V, м/с$	$\mu_\tau$	$\phi_a$	$h_{ОПП}, м$	$\xi_0$
00	<b>9,648</b>	<b>68,5</b>	0,112	1,568	0,105	1,62	0,036	0,71	0,002	0,018
30	9,7	69,6	0,582	1,571	0,291	2,016	0,061	1,85	0,074	0,275
62	9,739	70	0,754	1,571	0,3	2,158	0,078	1,81	0,073	0,26
64	9,697	69,5	0,696	1,571	0,31	1,968	0,169	1,12	0,01	0,067
70	9,538	68,8	0,461	1,572	0,299	1,85	0,132	1,17	0,003	0,017
71	9,702	69,5	0,7	1,572	0,32	2,073	0,171	1,23	<b>-0,015</b>	<b>-0,095</b>
133	9,736	69,8	0,52	1,571	0,292	1,953	0,073	1,33	0,048	0,237
253	9,725	69,7	0,606	1,571	0,303	2,033	0,081	1,31	0,048	0,23

Таблиця 5.7 – Порівняння характеристик ОПП ( $n = 2900$  об/хв)  $Q_{ном}$  (сірим кольором зафарбовано значення, що відповідають підвищенню енергоефективності насоса, а напівжирним шрифтом виділено значення, що відповідають зниженню)

ОПП	$H, м$	$\eta, \%$	$V_u, м/с$	$V_a, м/с$	$V_r, м/с$	$V, м/с$	$\mu_\tau$	$\phi_a$	$h_{ОПП}, м$	$\xi_0$
00	38.86	<b>70,5</b>	0,217	3,137	0,209	3,239	0,034	0,85	0,007	0,017
30	38.86	71,5	1,161	3,141	0,589	4,04	0,059	1,78	0,261	<b>0.27</b>
62	39	71,8	1,502	3,141	0,612	4,319	0,077	1,83	0,293	0,256
64	<b>38.85</b>	71,4	1,362	3,142	0,628	3,917	0,168	1,58	0,033	0,056
70	39	71,7	0,904	3,144	0,609	3,694	0,132	1,63	0,011	<b>-0.002</b>
71	<b>38.85</b>	71,4	1,388	3,145	0,653	4,146	0,169	1,68	<b>-0,029</b>	<b>-0.10</b>
133	39	71,7	1,026	3,142	0,593	3,905	0,071	1,5	0,189	0,232
253	38.96	71,6	1,198	3,143	0,62	4,065	0,078	1,58	0,196	0,227

Із запропонованих ОПП найкращі гідравлічні характеристики має *ОПП 62* та *ОПП 70*.

Збільшення величини подачі насоса призводить до зростання частки втрат в ОПП. Слід відмітити, що за подач нижче оптимальних ОПП з ребрами від'ємні гідравлічні втрати, тобто додатково збільшують напір (рис. 5.28 а).

Закручування рідини інтенсивніше відбувається в ОПП з прямими ребрами (рис. 5.28 б). Канавки мало впливають на основний потік. Зміна коефіцієнтів моменту швидкості та опору не є прямо пропорційною зміні величин напору та ККД.

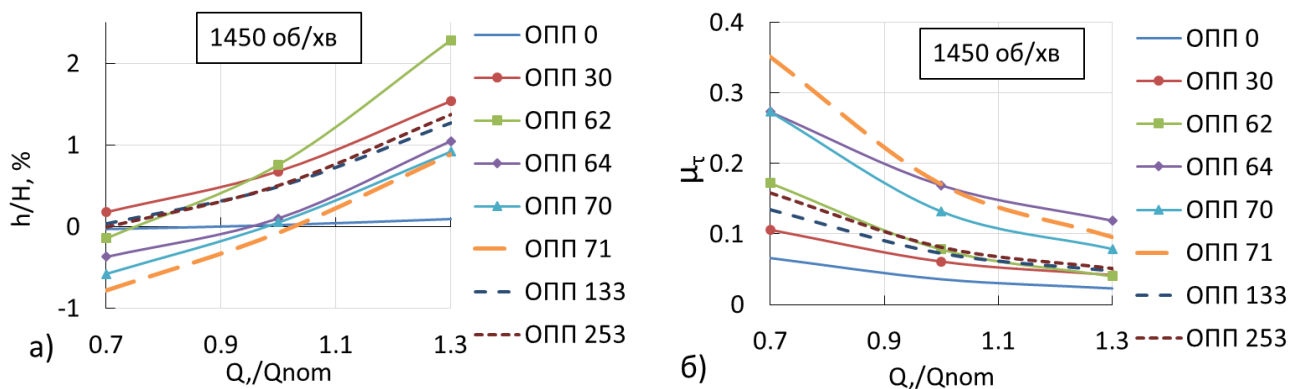


Рисунок 5.28 – Характеристика ОПП з негладкими стінками: а) частка падіння напору в ОПП від напору насоса; б) коефіцієнт моменту швидкості

На основі аналізу отриманих результатів зроблено наступні узагальнення, щодо впливу параметрів ребер та канавок на характеристику насоса: ребра на стінках прямолінійної ділянки та канавки на стінках дифузора призводять до незначного підвищення параметрів насоса за  $Q_{nom}$ . Проте ребра на стінках дифузору підвищують параметри тільки за  $1,3 Q_{nom}$ . Однозначно не можна сказати про переваги прямих або закручених ребер. На прямолінійній ділянці ОПП закручені ребра ефективніше покращують структуру течії ніж прямі, а для дифузора навпаки. Рациональна кількість ребер є 4-8 шт, закручених канавок 8-20 шт, а прямих – 8 шт. Зміна їх кількості від рациональної призводить до зниження параметрів насоса. Рациональна висота ребер та глибина канавок 2 мм. Ребра висотою 1 мм

призводять до незначних змін (зазвичай зниження) параметрів насоса через малу зміну структури потоку в ОПП, а висотою 3 мм знижують параметри насоса через зміну структури потоку та зменшення площі прохідного перетину каналу. Для ребер раціональна ширина є 3 мм, а для канавок – 2 мм. Відхилення ширини ребер та канавок від раціональних розмірів призводить до незначного зниження робочих параметрів насоса [30].

Аналіз отриманих картин структури течії рідини в ОПП шляхом числового моделювання робочого процесу насоса дає можливість зауважити наступне. Загальна картина розподілу тиску та швидкості в ОПП з негладкими та з гладкими стінками залишилася подібною. Однак, слід вказати відмінності. В ОПП 62 тиск перед дифузором є нижчим, а швидкість в потоці вища (рис. 5.29). Це спричинено зменшенням площі перетину прохідного каналу. Додаткові зони пониження тиску є біля кромek ребер. В ОПП 70 наявне зростання тиску в дифузорі, особливо на вході в РК, тому що ребра змінюють структуру пристінкового шару рідини. ОПП 133 не має суттєвих відмінностей в розподіленні зон тиску та швидкості. Наявне незначне зменшення застійної зони та пониження в ній швидкості спричинене закручуванням потоку каналами [30].

Картина розподілу відносних величин складових абсолютної швидкості при  $n = 1450$  об/хв та  $n = 2900$  об/хв є однаковою, тому детальний аналіз приведено при  $n = 1450$  об/хв. Для ОПП 30 притаманне вісесиметричне розподілення поля швидкостей по всій його довжині, а негладкі стінки ОПП вносять дисбаланс в симетрію, тому аналіз поперечного перетину на вході в РК проведено на відстані 4 мм від виходу з дифузору (рис. 5.6). Поблизу обтічника переважає осьова та радіальна складові абсолютної швидкості, а на периферії – колова (Додаток Е рис. Е.10). Одна з причин такого розподілу це закономірне відривання потоку в пристінковій зоні по всій довжині дифузору зі зниженням абсолютної швидкості. Інша причина – це вхід в зону повороту в РК та обтічник, який розділяє потік по центру та спричинює зростання осьової та радіальної складової абсолютної швидкості. На закручування рідини в периферійній зоні впливає РК та обертовий

рух стінок підводу. Основні відмінності в розподілі векторів абсолютної швидкості спостерігаються на периферії перетину [30].

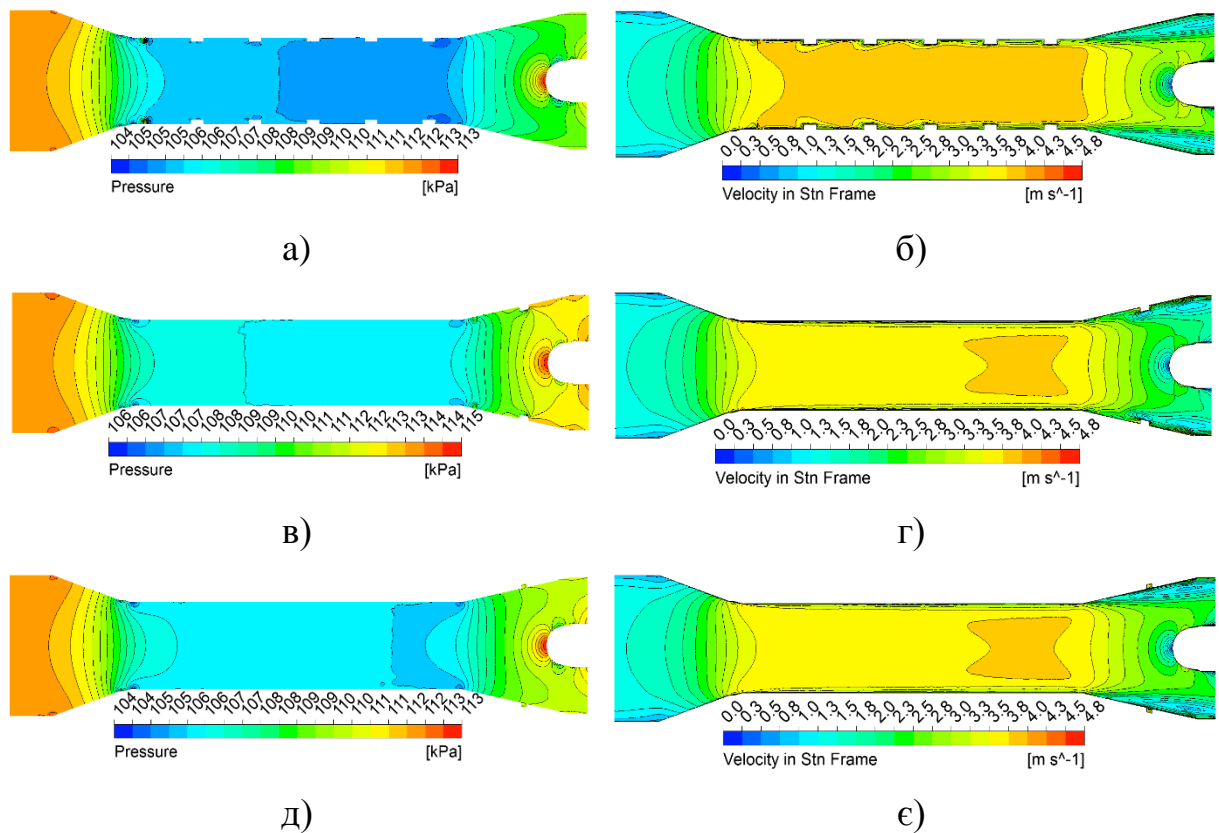


Рисунок 5.29 Розподіл тиску та швидкості в повздовжньому перетині ОПП з негладкими стінками за  $Q_{nom}$  ( $n = 1450$  об/хв): а) тиск ОПП 62; б) швидкість ОПП 62; в) тиск ОПП 70; г) швидкість ОПП 70; д) тиск ОПП 133; е) швидкість ОПП 133

Аналіз зміни величини складових абсолютної швидкості при впровадженні негладких стінок (рис. 5.30) проведено за вище описаним методом. Загальна картина розподілу колової складової ( $V_u$ ) швидкості є подібною. В діапазоні  $(0,4-0,7) R/R_{max}$  переважає негативна закрутка, а потім плавно зростає, стає позитивною і досягає приблизно однакового рівня на периферії. За наявності ребер на прямолінійній ділянці її зростання починається вже при  $0,6 R/R_{max}$  [30].



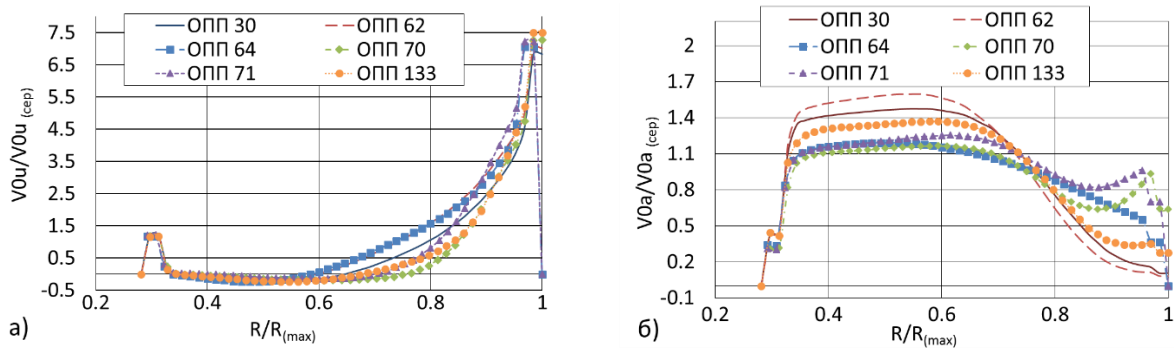


Рисунок 5.30 – Порівняння відносних величин складових абсолютної швидкості в поперечному перетині на вході в РК: а) колова складова ( $V_{0u}$ ); б) осьова складова ( $V_{0a}$ )

Розподілення осьової ( $V_a$ ) складової абсолютної швидкості вздовж радіуса в розглянутих варіантах ОПП має значні відмінності в порівнянні з розподілом для ОПП 30 (рис. 5.30). Для ОПП 70 та ОПП 71 розподіл є подібним. В ОПП 70, ОПП 71 та ОПП 64 відхилення величин відносної швидкості від середньої є найменшим, проте це відповідає зниженню характеристик насоса. Крім того, в ОПП 64 спостерігається монотонний перехід швидкості від максимальних величини при  $(0,4-0,6) R/R_{max}$  до мінімальних на периферії. Інші варіанти конструкції мають подібний розподіл до базового і відрізняються за величиною. Для ОПП 133 та ОПП 253 розподіл є аналогічним. В діапазоні  $(0,33-0,75) R/R_{max}$  переважає швидкість вище середньої, а в  $(0,7-1,0) R/R_{max}$  – нижче середньої. Такий розподіл спричинено відриванням потоку від стінки дифузора, в наслідок чого, спостерігається зниження осьової складової абсолютної швидкості в пристінковій зоні [30]. Слід зауважити, що нерівномірному розподіленню осьової складової абсолютної швидкості відповідають вищі величини напору та ККД. Це можна пояснити тим, що в цих випадках обтікання основним потоком відривної зони з меншими гідравлічними втратами.

Для детального аналізу впливу негладких стінок на потік рідини розглянемо його структуру поблизу ребра або канавки в поперечних перетинах за 4 мм до кінця елемента (Додаток Е рис. Е.11). Для гладкої стінки притаманний характерний рівномірний розподіл швидкості. Біля стінки, що рухається, спостерігається

максимальна величина колової складової абсолютної швидкості. При віддаленні від стінки її величина зменшується. В *ОПП 62* та *ОПП 64* спостерігається збільшення величини осьової та колової складових абсолютної швидкості поблизу стінки та ребер. В *ОПП 64* за ребром утворюється незначний вихор, що спричиняє додаткове зростання колової складової абсолютної швидкості. Зростання осьової складової абсолютної швидкості спричинене зменшенням площі поперечного перетину [30].

В дифузорі колова складова абсолютної швидкості потоку рідини в аналізованому перетині має більші значення ніж у вхідному перетині (стінка розташована на більшому радіусі). Зниження напору та ККД для насоса з *ОПП 70* та *ОПП 71* спричинені наявними вихорами на ребрах, що є наслідком місцевого зниження тиску на вершині ребра. Канавки на стінках дифузора майже не впливають на осьову складову і знижують колову складову абсолютної швидкості. В канавках під дією відцентрової сили, особливо в кінці дифузора, утворюється зона підвищеного тиску. Також, з'являється напрямлений рух рідини поблизу канавки. Все це провокує зменшення відривної зони дифузора [30].

## 5.4 Особливості робочого процесу за умови обертання стінок осьового підвідного пристрою

### 5.4.1 Визначення параметрів потоку на вході в РК

Проведений аналіз отриманих профілів складових абсолютної швидкості (наприклад рис. 5.16, 5.30 та Додаток Е рис. Е.6) дозволив шляхом регресійного аналізу встановити залежність профілів швидкостей на вході в РК від зміни режиму роботи насоса та геометричних параметрів ОПП:

$$V_{ai} = V_{асер} \left[ \frac{0.53 \cdot (0.03 \frac{l_t}{d} + 0.87) \cdot \left( \frac{d}{D_0} \right)^{-2.7}}{1 + 10^{4 \left( \frac{D_0}{d} \right)^2 - 5.57 \left( \frac{d}{D_0} \right)^{1.87} \cdot (-0.2 \frac{l_t}{d} + 1.05)}} \right] \quad (5.1)$$

$$V_{ui} = m \cdot U \left[ \left( 6.1 \left( \frac{d}{D_0} \right)^{2.4} \right) \cdot \left[ \operatorname{tg} \left[ \left( \frac{d_i}{D_0} \right)^c \cdot \left( 0.315 \left( \frac{d}{D_0} \right) + 0.83 \right) \right] - \frac{d}{D_0} \right]^{2.5 \ln(d/D_0) + 2.7} \right] \quad (5.2)$$

де,  $m$  – коефіцієнт, що враховує зміну осьової (витратної) складової абсолютної швидкості, визначається з графіку (рис. 5.31);

$c$  – коефіцієнт, що враховує зміну довжини прямолінійної ділянки ОПП, визначається з графіку (рис. 5.31);

$D_i$  – діаметр, що розрахований за радіусом  $R_i$ .

У рівнянні (5.1) степеневий вираз у чисельнику представлено як:

$$p = 4 \cdot \left( \frac{D_i}{D_0} \right)^2 - 5.57 \left( \frac{d}{D_0} \right)^{1.87} \cdot \left( -0.2 \frac{l_t}{d} + 1.05 \right).$$

Тоді рівняння (5.1) буде мати вигляд:

$$V_{ai} = V_{acep} \left[ \frac{0.53 \cdot \left( 0.03 \frac{l_t}{d} + 0.87 \right) \cdot \left( \frac{d}{D_0} \right)^{-2.7}}{1 + 10^p} \right] \quad (5.3)$$

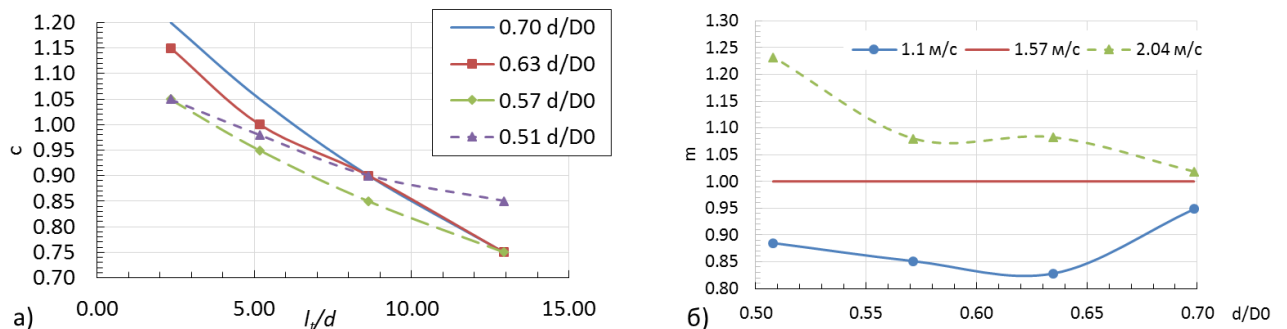


Рисунок 5.31 – Графіки для визначення коефіцієнтів рівнянь (5.1), (5.2) та (5.3): а) коефіцієнт  $c$ ; б) коефіцієнт  $m$

Рівняння (5.2) та (5.3) справедливі для діапазону  $(0.5-0.7) d/D_0$ ,  $(0,35-0,95) R_0$  та  $(2,3-13)l_t/d$ . Пристінкова зона руху рідини не описується рівняннями, тому що

має більш складний характер розподілу, однак, суттєво не впливає на робочий процес. Швидкість рідини на вході в РК становить 1-2 м/с, що відповідає рекомендованим швидкостям у ПП насоса [45,140].

Дані розраховані за рівняннями (5.2) та (5.3) мають задовільну збіжність з результатами отриманими шляхом числового моделювання течії (рис. 5.32). З їх допомогою можна оцінити розподіл складових абсолютної швидкості у випадках з подібними геометричними параметрами насосів.

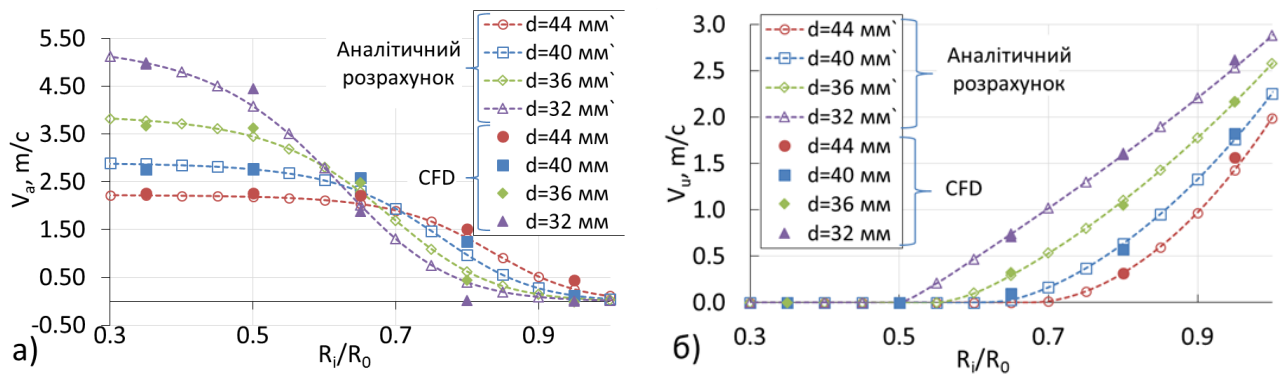


Рисунок 5.32 – Порівняння отриманих даних за розв’язанням рівнянь (5.2) та (5.3) з вихідними даними: а) осьова складова; б) колова складова

#### 5.4.2 Трикутник швидкостей Ейлера на вході в робоче колесо

На основі вище описаних даних розглянемо зміну розподілу швидкостей на вході в РК за допомогою трикутників швидкостей (трикутник Ейлера) (рис. 5.33). В ідеальному випадку рідина надходить в РК вздовж осі і всі швидкості в перетині вважаються середніми за величиною (рис. 5.33 а). В реальних умовах присутнє незначне закручування рідини за рахунок її в’язкості (рис. 5.33 б) [83]. В *ОПП* закручування відбувається в пристінковій зоні від впливу стінок РК (рис. 5.33 в). Незначна величина її закручування в тихохідних радіальних РК не впливає на їх робочий процес [187] та позитивно впливає на кавітаційні характеристики [82].

Врахування колової складової ( $V_u$ ) абсолютної швидкості на вході в РК є важливим аспектом розрахунку теоретичного напору (рівняння Ейлера) [83]:

$$H_i = \frac{\bar{U}_2 \cdot \bar{V}_{u2} - \bar{U}_1 \cdot \bar{V}_{u1}}{g}$$

Чим  $V_u$  менша тим вищий теоретичний і реальний напір. При наявності  $V_u$  початкові ділянки лопатей РК не впливають на потік і відбувається передача меншої кількості енергії [83], а її нерівномірне розподілення може спричинювати додаткові зони зворотної течії або вихорів.

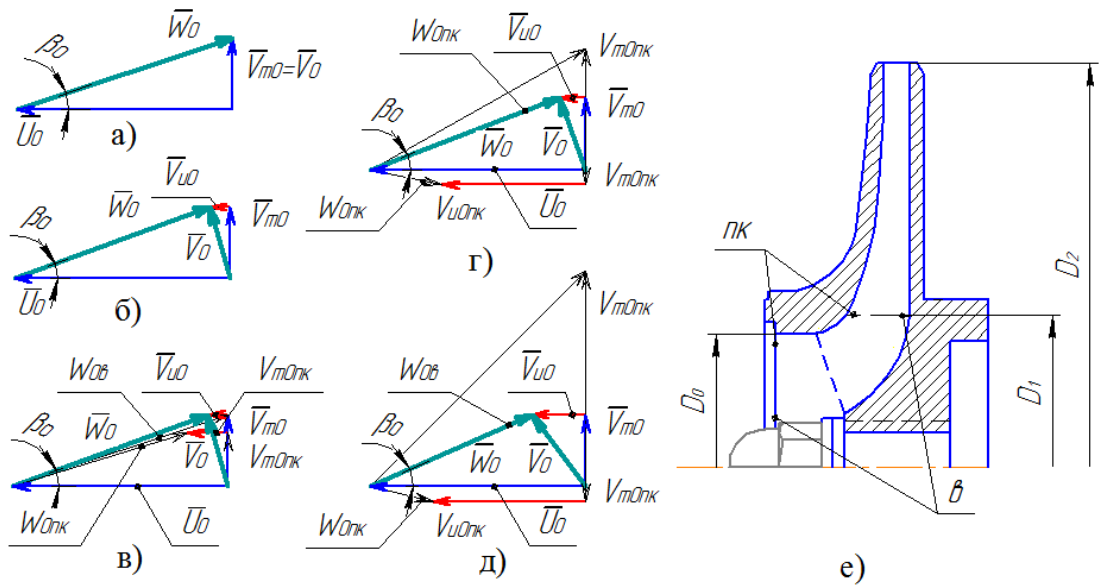


Рисунок 5.33 – Вектори складових абсолютної швидкості на вході в РК:  
 а) без закручування; б) з незначним рівномірним закручуванням, як в ОПП 0 з усередненими складовими абсолютної швидкості; в) з незначним закручуванням, як в ОПП 0 з реальним розподілом складових абсолютної швидкості; г) із закручуванням поблизу стінки, як в ОПП 30; д) із закручуванням поблизу стінки, як в ОПП 50; е) меридіональний перетин РК

На основі отриманих рівнянь (5.2) та (5.3), розраховуючи трикутники швидкості (рис. 5.33 г, д), за формулою:

$$\operatorname{tg} \beta_{li} = \frac{V_{m0i}}{U_0 - V_{u0i}}$$

можна визначити 3-5 кутів встановлення лопаті ( $\beta_l$ ) для побудови лопатей РК з підвищеною ефективністю робочого процесу в РК.

Тихохідним насосам для яких притаманна циліндрична форма лопаті за даних умов рекомендовано виконувати лопаті на вході просторової форми [81]. Швидкохідні РК з лопатями подвійної кривизни зазвичай профілюють методом комфортного відображення, що дає можливість визначити різні вхідні кути  $\beta_{li}$  для декількох ліній току [81].

Представлені умови є справедливими при розташування вхідної кромки перпендикулярно або під кутом (з певним припущенням) до осі обертання. Виготовити лопать з визначеними за розглянутою методикою кутами може бути технічно складно. Вздовж кромки лопаті неможливо змінити кути встановлення лопаті в дуже широкому діапазоні, особливо в малих насосах. Зважаючи на вище сказане, певні спрощення у виведенні рівняння є допустимими.

Для уникнення складної геометрії вхідної кромки її можна віднести на певну відстань від виходу з дифузору і, наприклад, розмістити паралельно вісі обертання РК. Для насоса з *ОПП 30* особливості структури течії в дифузори ОПП мало впливають на структуру течії перед лопатями, а з *ОПП 50* наявна зворотна течія, що демонструє картина розподілу векторів у повздовжньому перетині РК (рис. 5.34). Графіки розподілу меридіональної та колової швидкостей демонструють залежність зміни профілів швидкостей від зміни діаметру ОПП (рис. 5.35). Середні величини меридіональної складової абсолютної швидкості майже не змінюються, відповідно не змінюються і робочі параметри насоса. Загалом форми вхідних трикутників швидкостей подібні до вище описаних (рис. 5.33 в, г та д). Зменшення діаметру до 40 мм спричинює зміну розподілу швидкостей, проте завдяки відносно довгому дифузорному каналу РК, що характерно для тихохідних насосів, вхідна частина лопаті відіграє незначну роль в передачі моменту. Зменшення діаметру до 32 мм спричинює зміну розподілу швидкостей і знижує робочі параметри насоса.

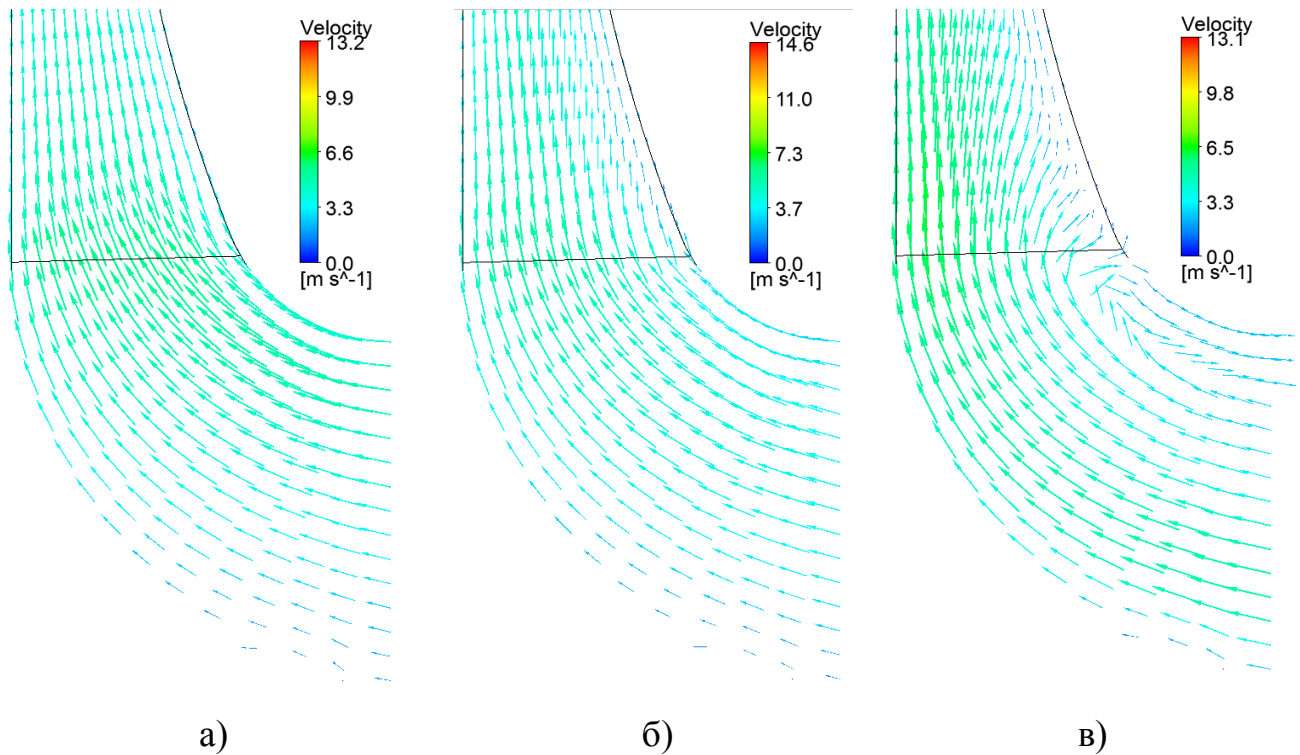


Рисунок 5.34 – Вектори абсолютної швидкості в меридіональному перетині РК: а) *ОПП 0*; б) *ОПП 30*; в) *ОПП 50*

## 5.5 Вплив особливостей конструкції осьового підвідного пристрою на кавітаційні процеси в насосі

### 5.5.1 Кавітаційна характеристика насоса

За результатами дослідження [29] визначена кавітаційна характеристика насоса за подач (0,7; 1,0; 1,3)  $Q_{nom}$  (рис. 5.36). Величину критичного кавітаційного запасу ( $\Delta h_{кр}$ ) визначено падінням величини напору на 3 %. Насос з базовим ОПП має найнижчі кавітаційні характеристики. За результатами числового експерименту при  $Q_{nom}$   $\Delta h_{кр}$  становить 0,3 м. Максимальний  $\Delta h_{кр}$  для насоса з *ОПП 40* досягає 1,2 м при  $Q_{nom}$ . При зменшенні діаметру ОПП відбувається підвищення величини кавітаційного запасу, при цьому приблизно 10% зменшенню діаметра відповідає 45% приросту величини кавітаційного запасу. Це спричинено збільшенням втрат в ОПП [45] та зміною структури течії на вході в РК, тобто зміною кута натікання рідини на лопаті [85].

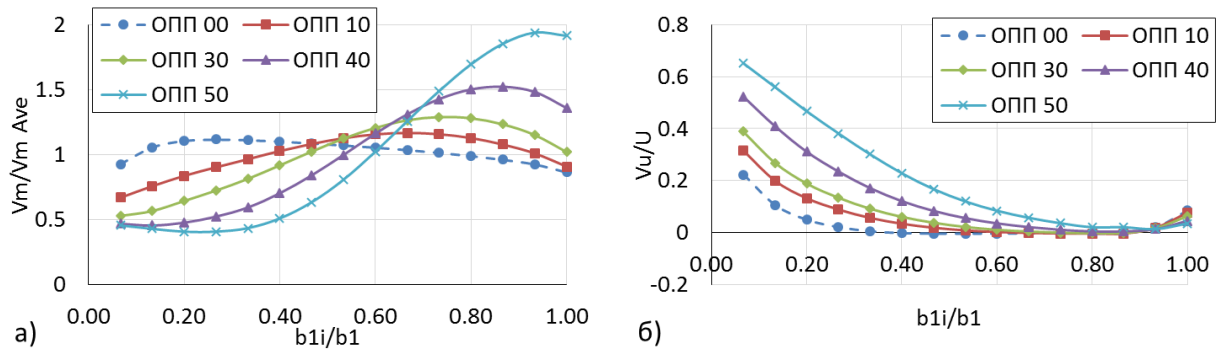


Рисунок 5.35 – Порівняння відносних величин складових абсолютної швидкості перед лопатями РК від покривного до основного диску:

а) меридіональна складова ( $V_m$ ); б) колова складова ( $V_u$ )

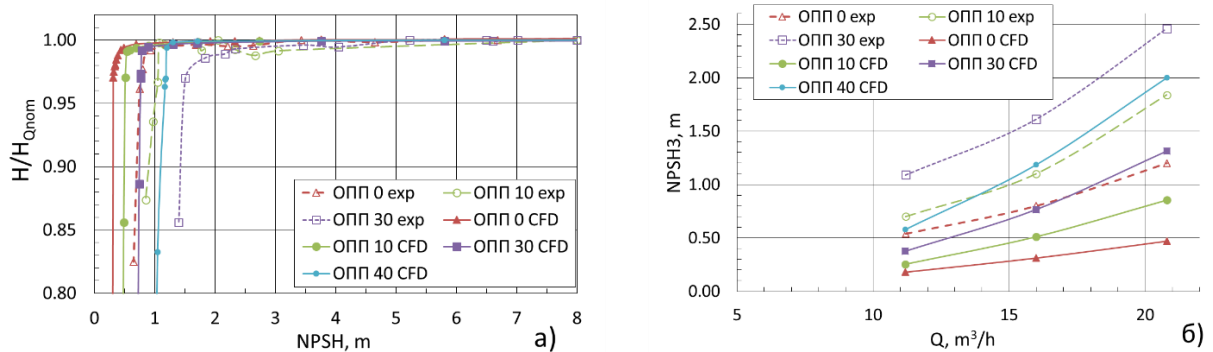


Рисунок 5.36 – Кавітаційні характеристики насоса: а)  $Q_{nom}$ ; б)  $(0,7 \dots 1,3)Q_{nom}$

Раптове зниження величини напору при виникненні кавітаційних явищ (рис. 5.36 а) є характерним для насосів з низьким коефіцієнтом швидкохідності [45]. РК має меншу площу прохідних каналів на вході між лопатями відносно інших перетинів РК. При розвитку кавітації, пара швидко займає увесь прохідний канал і призводить до зриву роботи насоса. Зростання подачі спричинює збільшення  $\Delta h_{кр}$ , що також є характерним для насосів з низьким коефіцієнтом швидкохідності [124].

Згідно аналізу математичних моделей, що описують кавітаційні властивості насоса, слід очікувати підвищення кавітаційних характеристик [124], що підтверджуються результати експерименту [124]. Однак, в нашому випадку даний ефект залишається малопомітним через значний вплив на структуру течії дифузornoї ділянки ОПП (див. 4 розділ).



Величини кавітаційного запасу отримані в результаті фізичного експерименту є більшими ніж значення отримані за результатами числового експерименту. Для *ОПП 0, 10, 30* величина  $\Delta h_{кр}$  при  $1,0 Q_{nom}$  становить близько 0,8 м, 1,1 м та 1,6 м. Форми кривих, побудованих з використанням результатів фізичного експерименту та числового експерименту, є подібними. Деякі відхилення між результатами чисельного моделювання та експериментальними випробуваннями є прийнятними [99,125]. Можливі причини цього були описані в підрозділі 5.3.

Згідно отриманих результатів ККД майже не змінюється на початкових стадіях кавітації і різко знижується при значному її розвитку, що відповідає [124].

Режими роботи насоса при подачах нижче  $0,7 Q_{nom}$  та вище  $1,3 Q_{nom}$  не розглядалися, так як його експлуатація в зазначених діапазонах є неефективною. Згідно літератури [124] для тихохідних насосів при зниженні подачі  $\Delta h_{кр}$  буде знижуватися, а при збільшенні – підвищуватися. Гюліх [85] стверджує про постійне зниження кавітаційної характеристики в діапазоні до  $0,4 Q_{nom}$  для  $n_s = 73$ . Єндрал [45] вважає допустимою мінімальною подачею для  $n_s \leq 220$ , яка визначається за формулою:

$$Q_{min} = 0.4 + n_s / 1095$$

Розрахована величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності (4.4) за  $Q_{nom}$  для *ОПП 0, 10, 30* становить відповідно 231, 160 та 118. У відцентрових насосах зі стандартним РК з осьовим або напівспіральним ПП ця величина зазвичай є в межах 160...220 [85]. Для першого критичного режиму (1% падіння напору) вона становить 142...151. Карелін відмітив, що для насосів з  $n_s = 50...70 n_{ss}$  становить 107...134 [124]. Насос з базовим ОПП має кращі показники кавітаційного коефіцієнта швидкохідності, ніж стандартні насоси. Насос з *ОПП 10* має високий показник, а з *ОПП 30, 40* занижений [29]. Кавітація як явище більш помітно проявляється і вносить зміни в робочий процес менших насосів при однакових  $n_s$  в першу чергу через зміну характеру течії, що описується числом Рейнольдса [83].

Варто наголосити, що Михайлов [56] та Карелін [124] відмітили перевагу в використанні РК з подовженими просторовими (перпендикулярним розміщенням вхідної грані) лопатями в порівнянні з РК з циліндричними лопатками та паралельними до осі вхідними кромками.

### 5.5.2 Структура зон кавітації

Насос з *ОПП 30* має задовільні напірні, енергетичні та кавітаційні показники, також має найбільш оптимальні розміри з точки зору конструктивних особливостей, тому на його прикладі проведено докладний аналіз протікання кавітаційних процесів.

Перші прояви кавітації в РК спостерігаються на тильних поверхнях вхідної частини лопатей (біля вхідної кромки) (рис. 5.37 а). Це одне з найбільш вразливих місць для виникнення кавітації [45], що спричинене обтіканням лопаті і відхиленням потоку. Крім того, це відповідає великому куту атаки, що є рекомендованим для тихохідних насосів [180]. При величині  $\Delta h = 3,76$  м за подачі  $Q_{nom}$  в *ОПП 0* зони кавітації є більшими за розмірами ніж в *ОПП 30*, однак, їх розміри не впливають на зміну напору насоса [29].

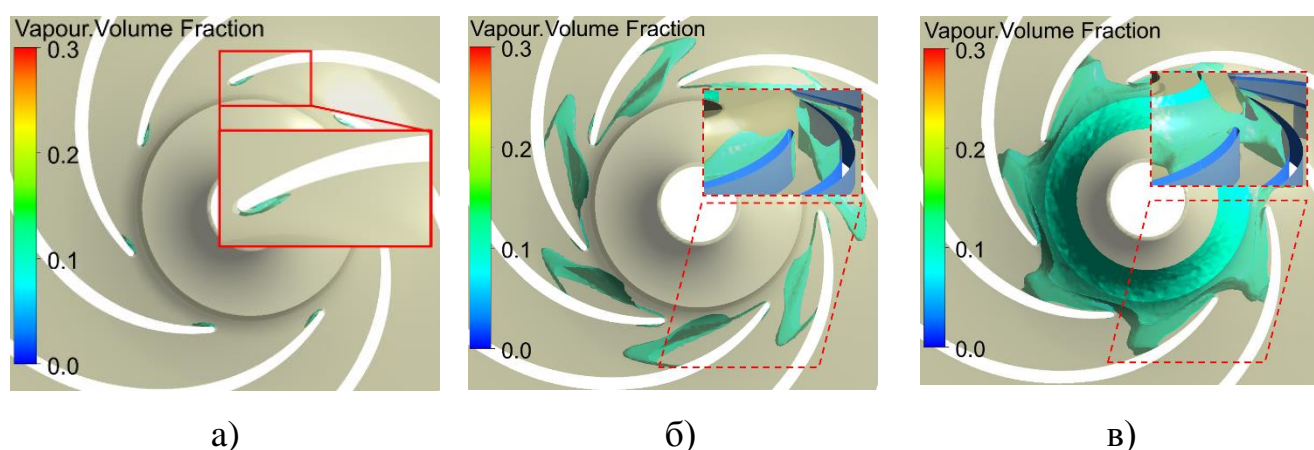


Рисунок 5.37 – Структура зон кавітації в РК за  $Q_{nom}$ :

а) *ОПП 30*  $\Delta h = 1,71$  м; б) *ОПП 00*  $\Delta h_{кр} = 0,31$  м; в) *ОПП 30*  $\Delta h_{кр} = 0,77$  м [29]

При зниженні тиску на вході для *ОПП 0* характерне рівномірне «наростання» зони кавітації на поверхні лопаті, а для *ОПП 10, 30, 40* основне «наростання» відбувається поблизу покривного диску. Зменшення діаметра ОПП викликає зміщення зони кавітації в РК до покривного диску. При  $\Delta h_{кр}$  для *ОПП 0* спостерігається значна зона кавітації на тільних поверхнях вхідної частини лопатей, яка за площею займає близько  $2/3$  перетину міжлопатевого простору (рис. 5.37 б). У випадку *ОПП 10, 30, 40* зони кавітації в ОПП та РК об'єднуються, розміщуються біля тільних поверхонь вхідної частини лопатей та покривного диск і займають близько  $1/2$  перетину прохідного каналу міжлопатевого простору [29].

З розподілу частки пари в поперечному перетині робочого колеса на відстані  $3/4$  ширини лопатки від передньої покривного диску можна зробити висновки про зменшення зони кавітації (рис. 5.38), але насправді кавітаційна зона просто зміщується, що підтверджує наведені вище висновки щодо зміни розташування зони кавітації (рис. 5.37, б, в).

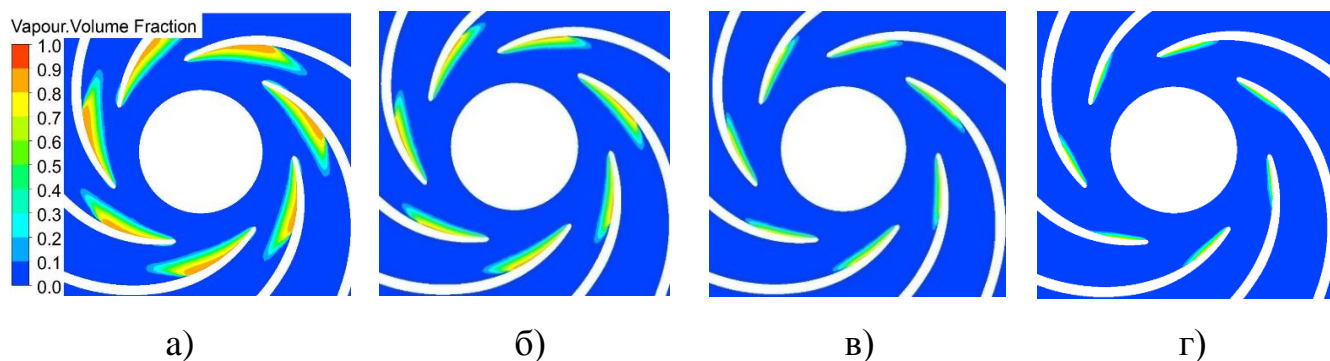


Рисунок 5.38 – Розподіл величини частки пари в поперечному перетині на відстані  $3/4$  ширини лопатки від покривного диску на вході в РК (рис. 5.39 д) за  $Q_{ном}$  при  $\Delta h_{кр}$ : а) *ОПП 0*  $\Delta h_{кр}=0,31$  м; б) *ОПП 10*  $\Delta h_{кр}=0,51$  м; в) *ОПП 30*  $\Delta h_{кр}=0,77$  м; г) *ОПП 40*  $\Delta h_{кр}=1,19$  м [29]

Картина розподілу абсолютного тиску в РК за подач (0,7; 1,0; 1,3)  $Q_{ном}$  є якісно подібною (рис. 5.39). Проте за менших величин подач спостерігаються більші за площею зони низьких тисків біля тільних сторін лопатей поблизу вхідних кромки. Це спричинює збільшення зон кавітацій.

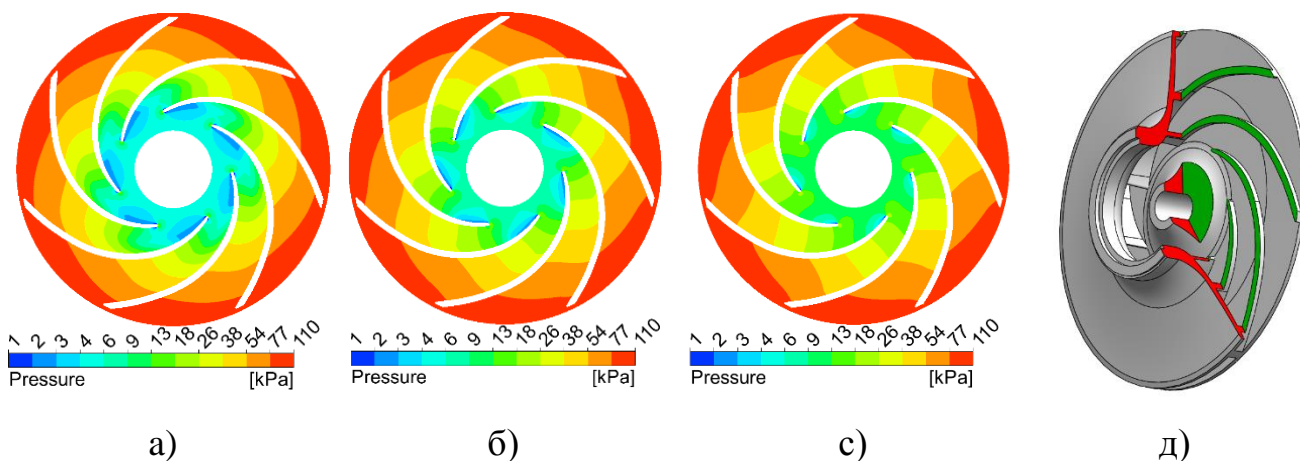


Рисунок 5.39 – Картина розподілу абсолютного тиску в поперечному перетині на відстані  $3/4$  ширини лопатки від покривного диску на вході в РК для ОПП 30: а)  $0,7Q_{ном}$   $\Delta h_{кр} = 0,38$  м; б)  $1,0Q_{ном}$   $\Delta h_{кр} = 0,77$  м; в)  $1,3Q_{ном}$   $\Delta h_{кр} = 1,31$  м; д) площина перетину РК

Кавітація в ОПП 0 за розглянутих умов функціонування насоса не виникає (рис. 5.40), а в ОПП 10, 30, 40 майже одночасно з'являється в двох зонах. Перша зона – після звуження поперечного перетину прохідного каналу (на початку прямолінійної ділянки), друга зона – на початку дифузornoї ділянки (рис. 5.41 а). Вони спричинені відриванням потоку від поверхні ОПП та місцевим зниженням тиску нижче тиску насичених парів. При подальшому зниженні величин  $\Delta h$  ці зони швидко збільшуються за площею. До того ж, кавітація з'являється в третій зоні, що знаходиться біля обтічника на виході з дифузору. При зменшенні діаметру спостерігається збільшення площі кавітаційних зон в дифузornoї ділянці (рис. 5.41 б), що є наслідком посилення відривного процесу. При зменшенні діаметру кавітаційна зона збільшується і перекриває більшу частину площі прохідного перетину на вході в РК. В ОПП 40 за  $\Delta h_{кр}$  спостерігаються менші зони кавітації в дифузори в порівнянні з ОПП 10,30, що ймовірно спричинено більшими гідравлічними втратами в ОПП 40 (рис. 5.40) [29].

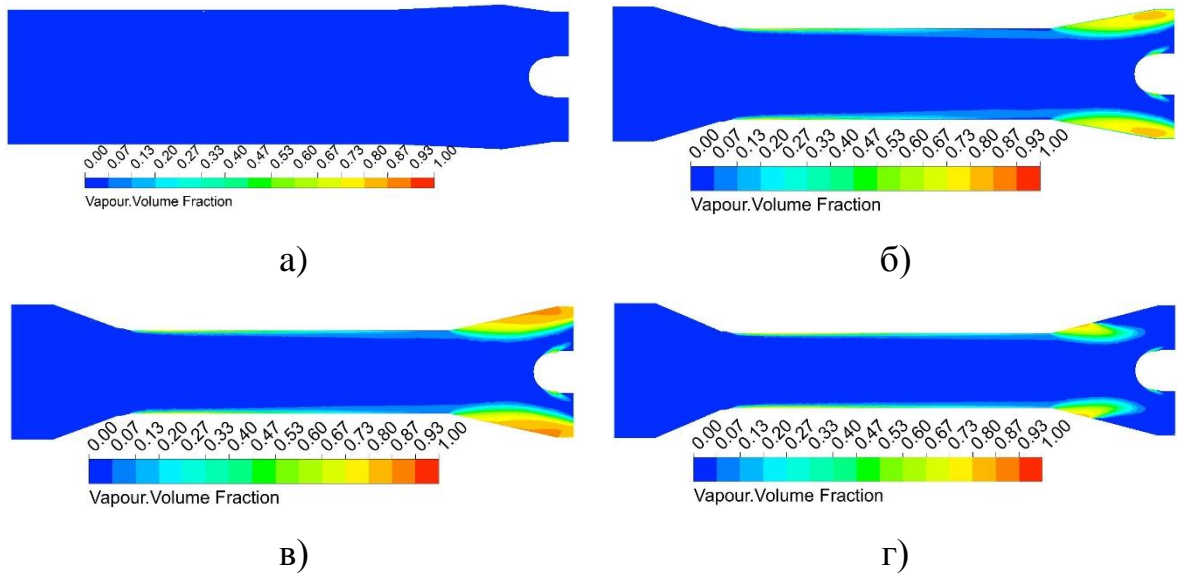


Рисунок 5.40 – Розподіл величини фракції пари в повздовжньому перетині ОПП за  $1,0Q_{nom}$ : а) ОПП 0  $\Delta h_{кр}=0,31$  м; б) ОПП 10  $\Delta h_{кр}=0,51$  м; в) ОПП 30  $\Delta h_{кр}=0,77$  м; г) ОПП 40  $\Delta h_{кр}=1,19$  м [29]

Загалом процес виникнення кавітації в першій зоні є подібним до описаного в публікації Куха та ін. [129]. Проте обертання стінок спричиняє «розмивання» її зон та розтягування вздовж стінок ОПП (рис. 5.40, 5.41, 5.42), що, вірогідно, спричинено наявністю колової складової абсолютної швидкості на внутрішній поверхні ОПП та поблизу неї. При більшому діаметрі, відповідно, і більшій коловій швидкості розмивання більш помітне. При зменшенні подачі його інтенсивність також зменшується, що пояснюється зниженням осьової складової абсолютної швидкості [29].

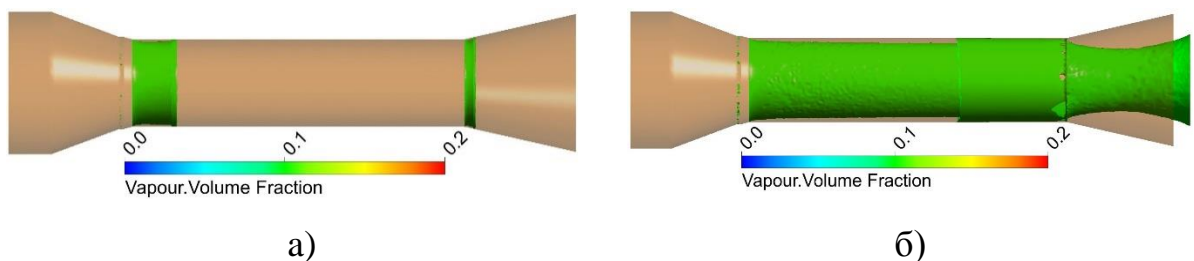


Рисунок 5.41 – Структура зон кавітації в ОПП 30 за  $1,0Q_{nom}$ : а)  $\Delta h = 0,79$  м; б)  $\Delta h_{кр} = 0,77$  м [29]

При зменшенні подачі спостерігається збільшення площі зон кавітації, а при збільшенні – навпаки (рис. 5.42). Менші подачі відповідають нижчим величинам  $\Delta h_{кр}$ , що спричинене зниженням абсолютного тиску на виході з дифузору.

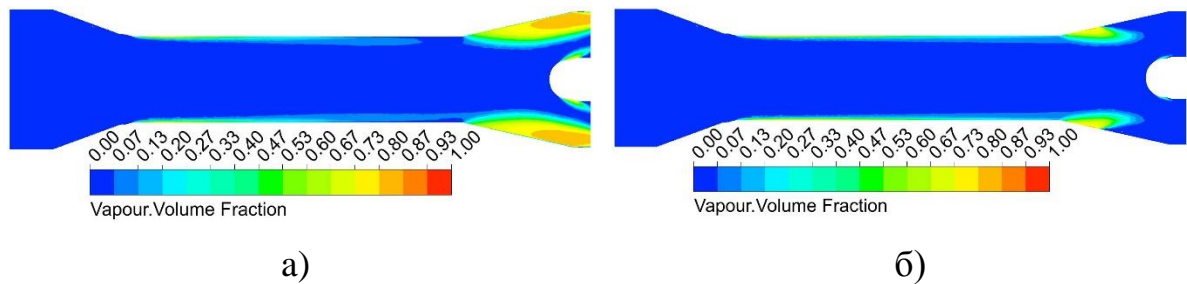


Рисунок 5.42 – Картина розподілу величини фракції пари для ОПП 30 за  $\Delta h_{кр}$ : а)  $0,7Q_{ном}$   $\Delta h_{кр}= 0,38$  м; б)  $1,3Q_{ном}$   $\Delta h_{кр}= 1,31$  м [29]

Кавітація в РК починається раніше ніж в ОПП, при цьому значення допустимого кавітаційного запасу для РК є вищим того, при якому з'являються перші прояви кавітації в ОПП. Тобто, в першу чергу негативному впливу кавітації піддається РК.

Картина розподілу абсолютного тиску в ОПП демонструє зони пониженого тиску (рис. 5.43), що відповідають зонам виникнення кавітації. В ОПП 0 відсутні зони з тиском нижче тиску насиченої пари. У варіантах ОПП 10, 30, 40 картини розподілу є подібними, які описано вище. Перша зона – після звуження поперечного перетину, друга – на початку дифузорної ділянки і третя – біля обтічника на виході з дифузору. Це зони підвищення швидкості (через зміну площі поперечного перетину прохідного каналу) та зміни напрямку течії рідини.

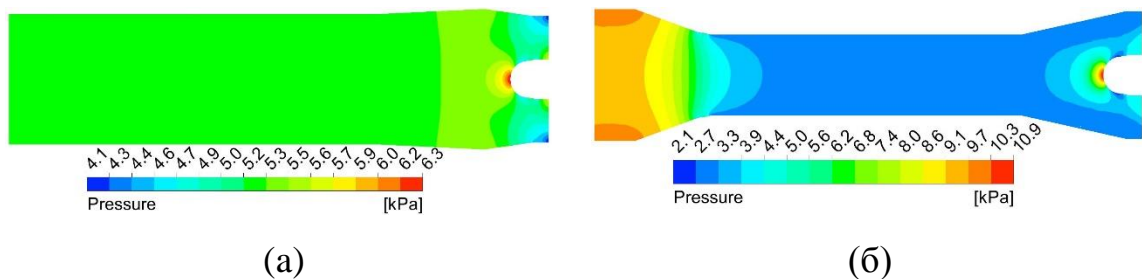


Рисунок 5.43 – Розподіл абсолютного тиску в ОПП:  
а) ОПП 0  $\Delta h_{кр}= 0,31$  м; б) ОПП 30  $\Delta h_{кр}= 0,77$  м



Можливим способом усунення першої та другої зон зниження абсолютного тиску є використання криволінійного конусу та дифузора. Вони мають забезпечити плавну зміну діаметру прохідного каналу та у значній мірі обтічність стінок. Для усунення третьої зони необхідно змінити форму обтічника на конусну.

### 5.5.3 Вплив ребер та канавок розміщених на стінках ОПП на кавітаційні властивості насоса

Для конструкції ОПП з не гладкими стінками (табл. 5.5) результати порівняно з базовим варіантом *ОПП 30*.  $\Delta h_{кр}$  становить 0,77 м для всіх розглянутих варіантів, крім варіанту з прямими ребрами на циліндричній ділянці, для якого  $\Delta h_{кр} = 0,95$  м (рис. 5.44).

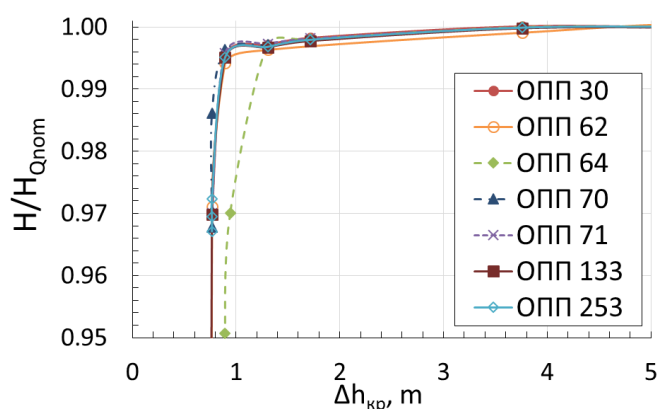


Рисунок 5.44 – Кавітаційні характеристики насоса з ОПП з негладкими стінками

Перші прояви кавітації в ОПП за номінальної подачі спостерігаються в діапазоні  $\Delta h$  1,4...1,0 м. При наявності ребер на стінках циліндричної ділянки (*ОПП 62, 64*) поблизу них в першу чергу з'являються зони кавітації (рис. 5.45). Ребра або канавки на стінках дифузору суттєво не впливають на форму кавітаційної зони. Наявність ребер або канавок на поверхні прискорює появу кавітаційних зон та посилює інтенсивність її протікання. За результатами аналізу розподілу зон пари в потоці можна зробити висновок, що канавки також збільшують зони кавітації.

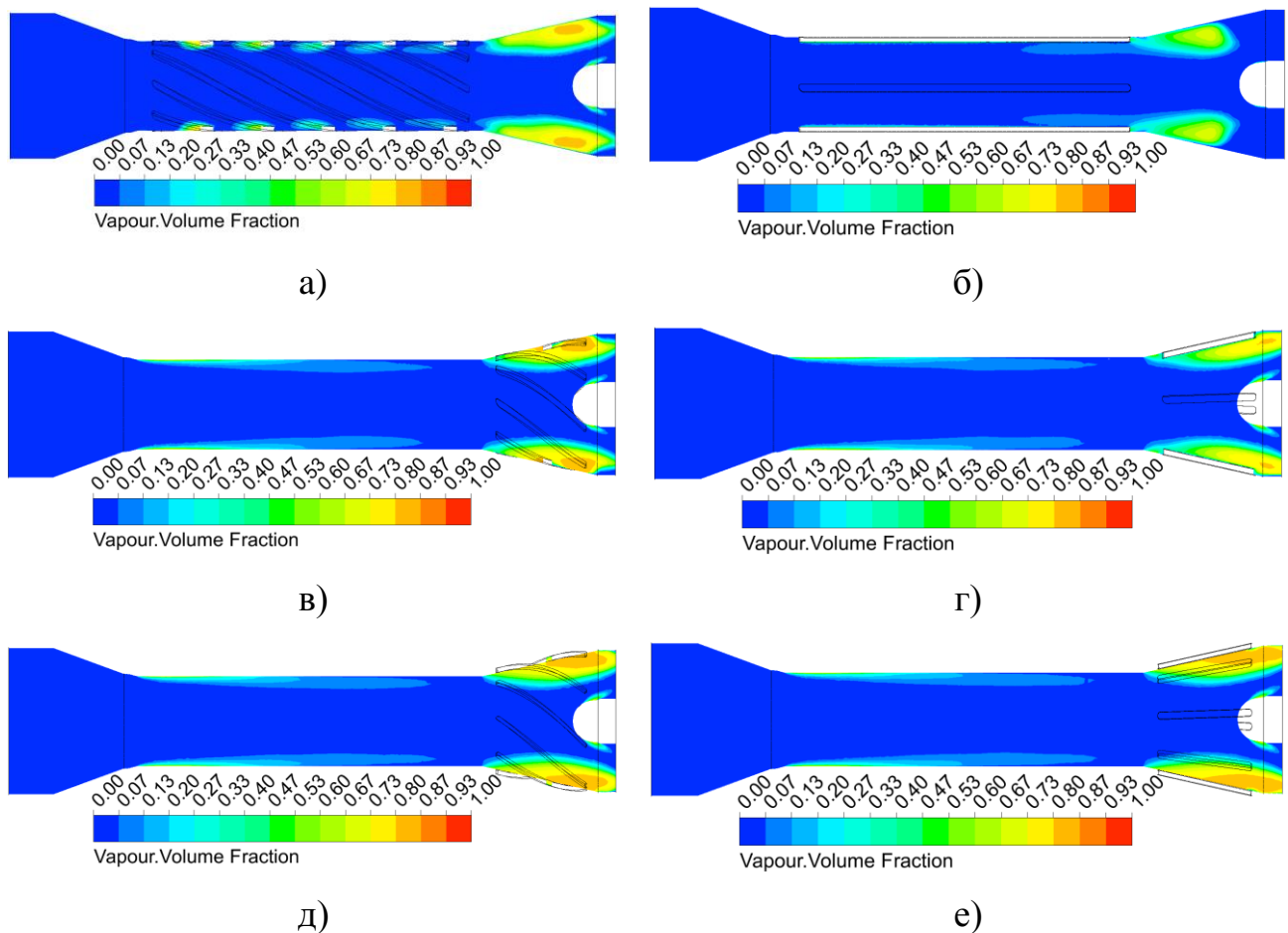


Рисунок 5.45 – Розподіл величини фракції пари в повздовжньому перетині ОПП за  $Q_{nom}$  та  $\Delta h_{кр}$ : а) ОПП 62; б) ОПП 64; в) ОПП 70; г) ОПП 71; д) ОПП 133; е) ОПП 253

## 5.6 Аналіз пульсації тиску та гідродинамічних радіальних сил в насосі

За результатами числового моделювання в нестационарній постановці визначено пульсації напору і механічної потужності на валу (рис. 5.46). Величина пульсації напору за номінальної подачі становить близько 2,5 м, середнє значення – 9,86 м, що більше на 2%, ніж при моделюванні в стаціонарній постановці. Пульсація механічної потужності становить близько 0,13 кВт, середнє значення – 0,57 кВт, що менше на 6%, ніж при моделюванні в стаціонарній постановці. Для вищої подачі насоса притаманна більша пульсація напору і механічної потужності. Коливання напору та потужності насоса (рис. 5.46) представлені як протифазні, проте такий розподіл є наслідком методу визначення параметрів. Розрахунок



потужності здійснено шляхом визначення моменту сили на робочому колесі, а напору – визначення різниці тиску в перетинах на підвідному та напірному трубопроводах на відстані двох діаметрів трубопроводів відповідно від входу і виходу з насоса, що і створює розбіжності у величинах показників.

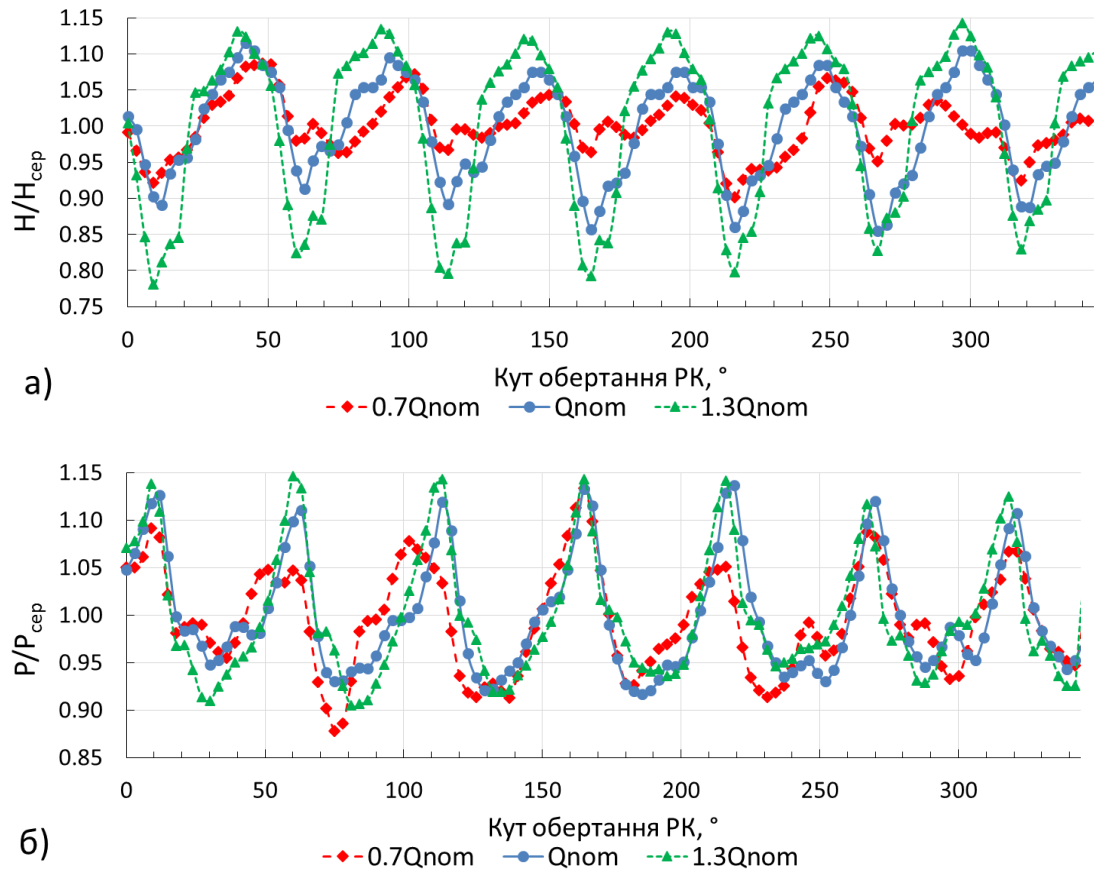


Рисунок 5.46 – Коливання робочих параметрів насоса: а) напір;  
б) потужність

Радіальні гідродинамічні сили (визначені за результатами нестатичного моделювання) мають відносно менші величини ніж гідродинамічні та магнітні (рис. 5.47). Сили спрямовані в протилежному напрямку від язика спіралі. Середня радіальна гідродинамічна сила за  $Q_{nom}$  становить 30 Н, максимальна – 60 Н, а амплітуда коливання – 45 Н. Наслідком зниження подачі насоса є зниження величини радіальної сили та її коливання.

### 5.7 Тенденції впливу конструктивних особливостей герметичного насоса на його функціонування

На основі отриманих наукових результатів розроблена порівняльна таблиця 5.8 для визначення тенденцій впливу геометричних величин елементів проточної частини та їх взаємного розташування на основні параметри функціонування герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом. З її допомогою можна надати рекомендації щодо вибору геометричних параметрів нового насоса представленої конструкції.

Таблиця 5.8 – Основні тренди впливу геометричних величин та взаємного розташування елементів герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основні параметри його функціонування

Параметр	Значення базових розмірів	Зміна величини параметру	Напір насоса	Гідрав. втрати в ОПП	ККД агрегату	Осьова Сила	Радіальна сила
Діаметр ротора електродвигуна	95 мм	Λ	∨	∨	∨	Λ	Λ
Діаметр валу електродвигуна	32 мм	Λ	Λ	∨	∨	–	–
Довжина ротора електродвигуна	100 мм	Λ	Λ	Λ	Λ	–	Λ
Зазор ротор	0,25 мм	Λ	∨	–	∨	Λ	∨
Ексцентриситет ротора	0 мм	Λ	∨	Λ	∨	–	Λ
Ексцентриситет підшипника	0,031 мм	Λ	–	Λ	∨	–	Λ
Кут дифузору (θ)	10°	Λ	∨	Λ	∨	–	–
Діаметр ОПП (d)	40 мм	∨	∨	Λ	∨	–	–
Довжина ОПП (L)	260 мм	Λ	∨	Λ	∨	–	–

«Λ» – збільшення, «∨» – зменшення, «–» – вплив не відстежувався або не виявлений.

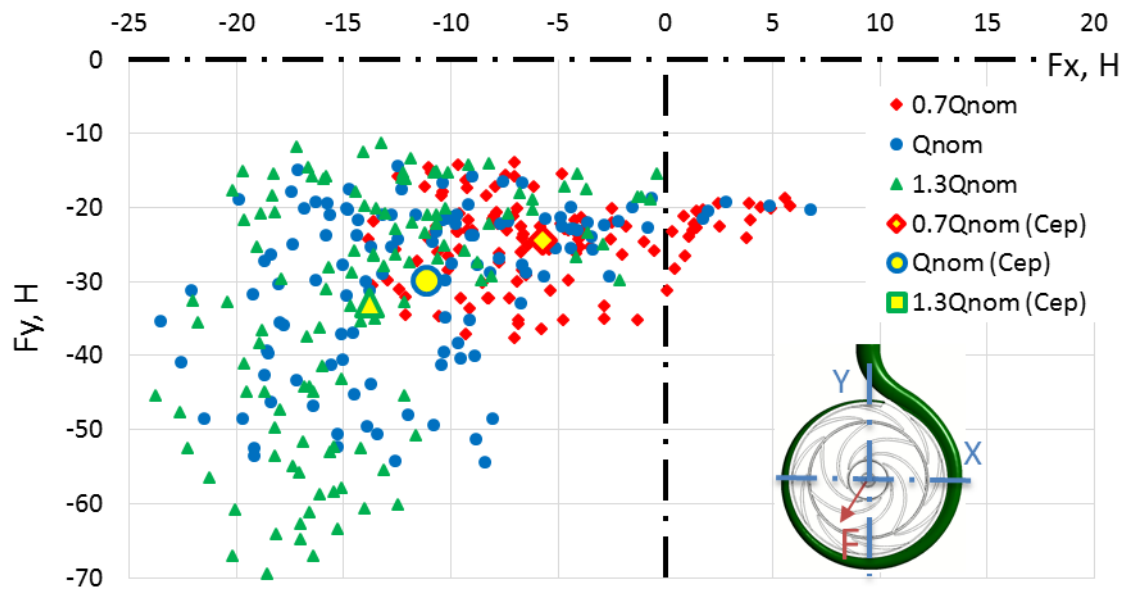


Рисунок 5.47 – Геометричне місце розподілу радіальних гідродинамічних сили, що діють на вал насоса

## 5.8 Висновки

За результатами числового моделювання та експериментального дослідження впливу геометричних параметрів ОПП на структуру течії та робочі характеристики герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом:

1. Запропоновано авторські формули для визначення параметрів траєкторії закручування ребер та канавок вздовж осі обертання ОПП.

2. Аналіз отриманих за результатами фізичного експерименту напірних та енергетичних характеристик показав, що їх розбіжність з результатами числового дослідження є в межах допустимого для тихохідних насосів. Зниження діаметру ОПП з 65 мм до 40 мм за номінальної подачі знижує характеристики насоса в межах 1 % за  $Q_{nom}$ , а зменшення діаметру до 32 мм знижує характеристики насоса в межах 7 %. ККД насоса сягає 55-57 %.

3. Результати порівняльного аналізу кривих напору показують значний вплив (більше 1 %) конструкції ОПП з  $d/D_0 < 0,6$  на робочий процес насоса і відсутність такого впливу конструкції ОПП з  $d/D_0 > 0,6$ . При цьому зміна їх

крутизни має прямо пропорційну залежність від величини відносного вхідного діаметру ( $d/D_0$ ) при  $(0,8 \dots 0,6)d/D_0$  та квадратичну залежність при  $(0,6 \dots 0,49)d/D_0$ .

4. Визначено екстремум 2-х функцій: гідравлічних втрат в ОПП та електричних втрат в роторних магнітопроводах електродвигуна за умови порожнистого валу. Встановлено, що за  $n = 1450$  об/хв прийнятним є відносний діаметр  $0,93 \dots 1,13$  до діаметра серійного електродвигуна (32 мм), що відповідає втратам нижче 3% від споживаної електричної енергії, а за  $n = 2900$  об/хв – в діапазоні  $0,86 \dots 0,97$  до діаметра серійного електродвигуна (36 мм), що відповідає втратам нижче 4%.

5. Застосування різних профілів стінок конфузору та дифузору змінює структуру течії в них, проте не змінює робочі параметри насоса. Доцільним є застосування криволінійних профілів з метою зниження місць концентрації лінії течій. Раптове розширення на виході з дифузору знижує інтенсивність зворотної течії.

6. Розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК залежить від діаметру та довжини прямолінійної ділянки ОПП. При зменшенні діаметра ОПП спостерігається зростання нерівномірності складових швидкостей, коефіцієнту моменту швидкості, опору ОПП та коефіцієнта опору. При зменшенні діаметру ОПП на прямолінійну ділянку ОПП припадає менша частка гідравлічних втрат від загальних втрат в ОПП, через збільшення частки втрат у відривних зонах дифузору.

7. Розроблено методичні рекомендації, що надають можливість на стадії проектування визначити розподіл осьової та колової складових абсолютної швидкості та, відповідно, параметри вхідного профілю лопаті.

8. Розташовані перпендикулярно до осі ребра або канавки, що мають позитивний ефект на пристінковий шар рідини в нерухомих конструкціях, при обертанні дифузору не призводять до позитивних змін. Застосування повздовжніх прямих або закручених ребер, або канавок на прямолінійній ділянці ОПП призводить до підвищення втрат, а на стінках дифузора змінюють структуру течії. Максимальне виявлене підвищення напору є в межах 1%.

9. Застосування запропонованої конструкції ОПП знижує кавітаційну характеристику насоса в порівнянні з базовим ОПП (за  $1,0Q_{nom}$   $\Delta h_{кр}=0,8$  м), а для насоса з ОПП 10 (за  $1,0Q_{nom}$   $\Delta h_{кр}=1,1$  м), проте вона залишається вище середніх показників для подібних насосів. Кавітація в РК починається раніше ніж в запропонованих конструкціях ОПП. При зменшенні діаметра ОПП кавітаційна зона в ОПП об'єднується з зоною в РК, що зміщується до покривного диску, при цьому перекриває до 1/2 площі перетину міжлопатевого каналу. Обертання ОПП спричинює закручування потоку біля його стінок і, як наслідок, відривання від стінок та «розмивання» зон кавітації.

10. Процес виникнення кавітації, розташування та форми її зон і кавітаційні характеристики досліджуваного насоса не змінюються при наявності ребер або канавок на стінках дифузору, на відміну від циліндричної ділянки ОПП, де їх наявність додатково збільшує кількість місць виникнення кавітації.

11. За результатами числового моделювання в нестационарній постановці визначено амплітуду пульсації напору і механічної потужності на валу, що відповідно становлять 13% і 11% від середньої величини. Підтверджено значно меншу величину радіальної гідродинамічної сили, яка виникає при взаємодії РК та відповідного направляючого апарату, в порівнянні з іншими силами, що діють на вал. Максимальна величина становить 55 Н за  $Q_{nom}$ .

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [28,29,30,41,42].

## ВИСНОВКИ

У дисертації отримано нові науково обґрунтовані результати, що вирішують науково-практичну задачу – удосконалення конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основі результатів наукових досліджень впливу особливостей конструкції підвідного пристрою на течію та енергетичні процеси в проточній частині насоса і елементах електродвигуна. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. За результатами інформаційно-аналітичного огляду літературних джерел виявлено, що велика різноманітність конструкцій герметичних насосів спричинена особливостями умов їх експлуатації та властивостями рідин, що перекачуються ними. Одним з найважливіших експлуатаційних показників таких насосів є їх енергоефективність та надійність, що впливають на вартість життєвого циклу. Обраним шляхом вдосконалення герметичних насосів є застосування порожнистого валу, що дозволяє підвищити їх експлуатаційні характеристики.

2. Розроблений та запатентований [43,44] прототип конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом, на якому розміщені роторні елементи електричного двигуна і який виконує функцію підвідного пристрою, що дозволяє поєднати в один вузол підшипники та ущільнення між напірною і всмоктувальною порожнинами. Шляхом аналітичного дослідження комплексу факторів навантаження ротора (ваги, гідродинамічних та магнітних сил) визначено їх взаємний вплив та взаємозв'язок з робочим процесом підшипників ковзання. Результати досліджень показують, що величина гідродинамічних та магнітних сил має обернено пропорційну залежність з величиною відносного зазору в підшипниках. Визначено, що рекомендований відносний зазор у підшипниках має становити близько 0,001, який забезпечує мінімізацію електромагнітних сил в електричній частині насоса.

3. Створено розрахункову модель герметичного насоса з порожнистим валом та проведено числове моделювання його робочого процесу з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. Визначено вплив геометричних параметрів

проточної частини на гідродинамічні характеристики потоку в ній та на робочі характеристики насоса. Уточнено та скориговано конструкцію ОПП, РК та відповідного пристрою герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом.

4. Проведений фізичний експеримент на розробленому та побудованому у повній відповідності до ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» випробувальному стенді підтвердив отримані результати числового моделювання шляхом порівняння робочих параметрів моделі герметичного моноблочного насоса. Відхилення результатів числового моделювання та фізичного експерименту знаходиться в межах 9%, що є прийнятним для використання результатів числового моделювання у подальших наукових дослідженнях та висновках за дисертаційною роботою. Отримані похибки результатів фізичного експерименту знаходяться в межах: за напором 1,0%, за подачею 1,1% та за потужністю 3,2% і є допустимими похибками (клас 2) згідно зазначеного ДСТУ [158].

5. За результатами дослідження структури потоку рідини в ООП виявлено просторову нерівномірність розподілу швидкостей на вході в РК. Запропоновано аналітичне оцінювання величини та характеру нерівномірності розподілу меридіональної та колової складової абсолютної швидкості проводити через визначені в роботі математичні залежності з введенням показника відносного діаметру ОПП, який визначається співвідношенням внутрішнього діаметру ОПП до вхідного діаметру РК. Зазначені математичні залежності дозволили розробити уточнені рекомендації щодо конструктивних особливостей вхідної частини лопатей робочого колеса насоса. Визначено взаємозв'язки геометричних і гідродинамічних параметрів елементів проточної частини. Найбільш вагомим параметром є діаметр прямолінійної ділянки ОПП, що визначає інші геометричні параметри та структуру потоку на вході в РК. Визначено раціональні геометричні параметри основних елементів конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом. З врахуванням гідравлічних втрат в ОПП та електричних втрат в роторних елементах електродвигуна раціональним є внутрішній діаметр ОПП, який за визначених вихідних умов конструкції насоса, що розглядається, має

бути в межах від 32 мм до 36 мм. Встановлено, що зміною внутрішнього діаметру ОПП можливо впливати на крутизну напірної характеристики. Зміна внутрішнього діаметру в діапазоні з 44 мм до 32 мм призводить до збільшення крутизни напірної характеристики в межах 11...19%.

6. За результатами числового моделювання кавітаційних процесів у герметичному моноблочному насосі з порожнистим валом визначено, що кавітація, в РК починається раніше ніж в ОПП. Зменшення діаметру ОПП призводить до зміни місця виникнення кавітаційних зон та їх подальшого розповсюдження в напрямку поверхні покривного диску РК. Кавітаційні процеси в запропонованих конструкціях ОПП виникають в двох зонах: на початку циліндричної та дифузорної ділянок ОПП. Уникнути цього явища можливо за умови відсутності конфузорної та дифузорної ділянки в ОПП.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Pump life cycle costs: A Guide to LCC analysis for Pumping Systems – Office of Industrial Technologies, Energy Efficiency and Renewable Energy, U.S. Dept. of Energy; [Parsippany, NJ] : Hydraulic Institute ; [Brussels, Belgium] : Europump, 2001. – 19 p.
2. Sahoo T. Energy cost savings with centrifugal pumps [Електронний ресурс] / T. Sahoo A. Guharoy. – 2009. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.worldpumps.com/general-processing/features/energy-cost-savings-with-centrifugal-pumps/>.
3. Jędral W. Efektywność energetyczna pomp i instalacji pompowych. Waldemar Jędral. – Warszawa.: Krajowa Agencja Poszanowania Energii S.A., 2007. – 99 s.
4. Budris Allan R. Key Considerations for Pump Life Cycle Cost Reduction [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.waterworld.com/articles/print/volume-25/issue-12/departments/pump-tips-techniques/key-considerations.html>.
5. Life Cycle Costs (LCC) for wastewater pumping systems / Xylen [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.xylen.com/en-us/>.
6. Pump Systems Matter. An Educational Foundation of the Hydraulic Institute [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: [https://www.energy.gov/sites/prod/files/G\\_Overview\\_of\\_Pump\\_Systems\\_Matter.pdf/](https://www.energy.gov/sites/prod/files/G_Overview_of_Pump_Systems_Matter.pdf/).
7. Sullivan M. Pump systems optimization addresses efficiency and reliability [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.flowcontrolnetwork.com/pump-systems-optimization-addresses-efficiency-reliability/>.
8. Sahoo T. and Guharoy A. Energy cost savings with centrifugal pumps [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.worldpumps.com/general-processing/features/energy-cost-savings-with-centrifugal-pumps/>.

9. Augustyn T. Energy efficiency and savings in pumping systems – the holistic approach / T. Augustyn // Southern African Energy Efficiency Convention. – 2012. – 7 p.

10. DIRECTIVE 2012/27/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC (Text with EEA relevance) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:315:0001:0056:en:PDF>.

11. Технічний регламент щодо вимог до екодизайну водяних насосів: Кабінет міністрів України постанова від 27 лютого 2019 р. № 154. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/154-2019-п>.

12. Технічний регламент щодо вимог до екодизайну безсальникових автономних циркуляційних насосів та безсальникових циркуляційних насосів, інтегрованих у пристрої: Кабінет міністрів України постанова від від 27 лютого 2019 р. № 153. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/153-2019-п>.

13. Świtalski P. Skowroński M. Pompy wirowe. Sprawność i niezawodność. – Wrocław: Drukarnia Duet sc, 2019. – 312 s.

14. Закирничная М.М. прогнозирование долговечности рабочих колес центробежных насосных агрегатов при перекачивании тяжелых нефтепродуктов / Закирничная М.М., Девятов А.Р. // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2011. – № 6. – С. 420-438.

15. Душкин С.С. Математические методы решения задач надежности водопроводно-канализационных систем. Раздел I. Основы надежности инженерных систем. (Конспект лекций для студентов 3-5 курсов дневной и заочной форм обучения, экстернов и иностранных студентов специальности 7.092601 «Водоснабжение и водоотведение») / Душкин С.С., Солодовник М.В., Благодарная Г.И., Булгакова О.В. – Харьков: ХНАГХ, 2006. – 56 с.

16. Волков А.В. Повышение эффективности работы центробежных насосов, находящихся в эксплуатации / Волков А.В., Парыгин А.Г., Хованов Г.П., Наумов А.В. // Новости теплоснабжения. – 2010 г. – №10 (122). – 7 с.

17. Перевошиков С.И. Разработка научных основ управления вибрацией гидродинамического происхождения в центробежных насосах магистральных нефтепроводов: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора технических наук: спец. 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтяной и газовой отрасли) / Перевошиков С.И. – Тюмень, 2004. – 48 с.

18. Городов Е. Почему потекло торцевое уплотнение в насосе? Причины выхода со строя в насосах [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://gme.in.ua/torcevye-uplotnenija-prichiny-vyhoda-so-stroja-v-nasosah>.

19. Neumaier R. Hermetic pumps : the ecological solution, centrifugal pumps and rotary displacement pumps / Robert Neumaier. – Houston, Texas : Gulf Publishing Company, 1997. – 617 p.

20. Настманов А.Я Оценка надежности насосных станции систем водоснабжения и канализации / Настманов А.Я, Тостева Ю.В. // Водопостачання та водовідведення. – 2012 . – №3. – С. 10-17.

21. Повысительные насосы с мокрым ротором / Инженерные системы. – 2008. – №9 (26). – С 17-20.

22. Sealless centrifugal pumps for petroleum, heavy duty chemical and gas industry services: API standart 685. – [чинний від 2000-10]. – American Petroleum institute. 2000. – 142 p.

23. Аналіз тарифо- та ціноутворення на електроенергію у країнах ЄС та ОЕСР. Системи стимулюючого тарифоутворення. Київ – 09/2018 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/10/3.-Taryfo\\_tsinoutv\\_elektroen.pdf](https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/10/3.-Taryfo_tsinoutv_elektroen.pdf).

24. Hergt P.H. Pump Research and Development: Past, Present, and Future / P.H. Hergt // Journal of Fluids Engineering. – 1999. – Vol. 121. – P. 248-253.

25. Moloshnyi O. Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity Distribution at Impeller Inlet / O. Moloshnyi, M. Sotnyk and S. Lugova // Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. – 2018. – Vol. 62(3). – P. 179-186.

26. Moloshnyi O. Cavitation in centrifugal pump with rotating walls of axial inlet device/ O Moloshnyi, M Sotnyk // IOP Materials Science and Engineering. – 2017. – Vol. 233. – P. 1-8.

27. Молошний О.М. Кавітаційні процеси у підвідному обертовому осьовому пристрої та робочому колесі відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 61. – С. 154-161.

28. Молошний О.М. Вплив геометричних розмірів підвідного пристрою на робочий процес насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – 3(61). – С. 19-29.

29. Moloshnyi O.M. Influence of an inlet rotating axial device on the cavitation processes in a low specific speed centrifugal pump / Moloshnyi O.M., Shulc P., Sotnyk M.I. // Журнал інженерних наук. – 2019. – Vol. 6(1). – P. E25-E32.

30. Молошний О.М. Вплив негладких стінок обертового осьового підвідного пристрою на робочий процес відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 64. – С. 119-127.

31. Молошний О.М. Технічні вимоги до герметичного моноблочного безвального відцентрового насосного агрегата / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 14–17 квітня 2015 р. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2015. – Ч.2. – С. 62.

32. Молошний О.М. Огляд конструкцій відцентрових герметичних насосів / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, Суми, 15 – 17 жовтня 2015 р. – Вінниця: Глобус-Прес, 2015. – С. 86.

33. Молошний О.М. Аналіз ризиків та переваг застосування герметичних насосів з трансформатор-асинхронним приводом / О.М. Молошний, М.І. Сотник, В.В. Москаленко // II міжнародній науково-технічній інтернет-конференції

«Ресурсозбереження та енергоефективність інженерної інфраструктури урбанізованих територій та промислових підприємств», м. Харків, ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2 – 27 лютого 2016 р. – С. 29-30.

34. Молошний О.М. Вплив ексцентриситету ротора на магнітне притягання в приводі герметичного електронасоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 144.

35. Молошний О.М. Залежність гідродинамічної сили від ексцентриситету розташування ротора в герметичному електронасосі / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XXI міжнародна науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Київ, 24-27 травня 2016 р., 2016 – С.166.

36. Молошний О.М. Комп'ютерне моделювання підводу герметичного моноблочного насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, м. Харків, 19–20 жовтня 2016 р. УкрДУЗТ. - Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 57.

37. Молошний О.М. Результати енергетичних випробувань герметичного моноблочного електронасоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 48.

38. Молошний О.М. Залежність структури течії на вході в робоче колесо насоса від обертання стінок підвідного пристрою / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, Черкаси-Київ, 23–26 травня 2017 р. – Київ, 2017. – С. 137–138.

39. Молошний О.М. Кавітаційні процеси в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками / О.М. Молошний, М.І. Сотник, С.В. Сапожніков // Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і

пневматика», м. Вінниця, 4-5 жовтня 2017 р.: ВНТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С.34.

40. Молошний О.М. Вплив величини шорсткості поверхні осьового підвідного пристрою на кавітаційні характеристики насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2018 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С.274.

41. Молошний О.М. Вибір оптимального прохідного діаметру осьового підвідного пристрою насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р. НЛТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2018. – С. 40.

42. Молошний О.М. Вплив ребер та канавок розміщених на стінках осьового Підвідного пристрою на кавітаційні властивості насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма VI Всеукраїнської науково-технічної конференції, м. Суми, 16–19 квітня 2019 р. / редкол.: О. Г. Гусак, І. В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – С. 293.

43. Пат. 111380 U Україна, МПК F04D 13/06, F04D 7/02 (2006.01). Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом / М.І. Сотник, О.М. Молошний, А.К. Чорноброва, (Україна); заявник та патентовласник сумський держ. Ун-т. – № u 2016 04495; заявл. 22.04.2016; опубл. 10.11.2016, бюл. №21.

44. Пат. 119479 U Україна, F04D 7/02, МПК F04D 13/06 (2006.01). Герметичний мотор-насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою / М.І. Сотник, О.М. Молошний, (Україна); заявник та патентовласник сумський держ. Ун-т. – № u 2017 03589; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. №18.

45. Jędral W. Pompy wirowe / Waldemar Jędral. – Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2014. – 278 s.

46. Насосы. Классификация. Термины та визначення : ДСТУ 3063-95. – [Чинний від 1995-04-21]. – К. : Держстандарт України, 1995. – 73 с.
47. Papini D. Rotatilis suctor et preffor hasfiacus / Dion Papini // Acta eruditorum. – 1689. – P 317-322.
48. Певзнер. Б.М. Судовые центробежные и осевые насосы / Б.М. Певзнер. – Изд. 2-е, переработанное и дополненное. – Л.: Судностроение, 1964. – 384 с.
49. Васильцов Э.А. Герметические электронасосы / Э.А. Васильцов, В.В. Невелич. – Л.: Машиностроение, 1968. – 260 с.
50. Синев Н.М. Бессальниковые водяные насосы / Н.М. Синев, П.М. Удовиченко. – Изд. 2. – М.: Атомиздат, 1972. – 494 с.
51. Буренин В.В. Конструкции насосов для криогенных жидкостей / В.В. Буренин, В.П. Дронов, Е.В. Воробьев. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1961. – 45 с.
52. Срібнюк С.М. Насоси і насосні установки. Розрахунки, застосування та випробування: навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ: Центр учбової літератури, 2012. – 318 с.
53. Буренин В.В. Конструкция и эксплуатация центробежных герметических насосов / В.В. Буренин, Д.Т. Гаевик, В.П. Дронов, В.В. Иванов. – М. : Машиностроение, 1977. – 152 с.
54. Малюшенко В.В. Динамические насосы: Атлас / В.В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1984. – 84 с.
55. Малюшенко В.В. Энергетические насосы: Справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – М. : Энергоиздат, 1981. – 200 с.
56. Михайлов А.К. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1971. – 304 с.
57. Ржебаева Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие / Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

58. Вильданов К.Я. Асинхронные двигатели для герметичных объектов / Вильданов К.Я., Забора И.Г., Трутко Д.И., Учуваткин Г.Н., Казанский С.Б. // Электротехника. – 1999. – №8. – С. 33-35.

59. Пат. 45874 U Україна, МПК О2Р13/ОО (2006.01). Індукційна система електроприводу герметичних об'єктів / А.А. Ставинський, І.Г. О.Ю. Кімчак, Забора, М.І. Зелений, С.Б. Казанський, (Україна); заявник та патентовласник Український державний морський технічний університет імені адмірала Макарова. – № u2001085618; заявл. 07.08.2001; опубл. 15.04.2002, бюл. №4.

60. Пат. 33138 U Україна, МПК Н02К 17/00 (2006.01). Електродвигун з багатофазним статором і числом полюсів  $2p \geq 4$  / А.А. Ставинський, І.Г. Забора, М.І. Зелений, Д.В. Миронов, М.Є. Зінченко, (Україна); заявник та патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № u200801723; заявл. 11.02.2008; опубл. 10.06.2008, бюл. №11.

61. Ставинский А.А. Анализ возможности снижения массогабаритных показателей трансформаторного преобразователя числа фаз асинхронного двигателя с короткозамкнутым статором / Ставинский А.А., Забора И.Г., Зелений Н.И.; Шурыгин В.И. // Проблемы автоматизации та електрообладнання транспортних засобів: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. – Миколаїв: НУК, 2007. – С. 188-194.

62. Пат. 16793 U Україна, МПК Н05В 6/10 (2006.01). Індукційний пристрій для нагрівання і перекачування текучого середовища / А.А. Катюха, Г.Н. Назар'ян, В.М. Смуригін, (Україна); заявник та патентовласник Таврійська державна агротехнічна академія. – № u 200602905; заявл. 17.03.2006; опубл. 15.08.2006, бюл. №8.

63. Пат. 77357 U Україна, МПК Н02К 17/00, Н05В 6/10 (2006.01). Мотор-насос трансформаторно-асинхронної системи для транспортування та нагрівання рідини / О.М. Попович, А.П. Вербовий, І.В. Головань, (Україна); заявник та патентовласник Інститут електродинаміки нан України. – № u 2012 09396; заявл. 01.08.2012; опубл. 11.02.2013, бюл. №3.



64. Севостьянов В. А. О развитии охлаждения роторов (якорей) электрических машин центробежными тепловыми трубами / В. А. Севостьянов, В.И. Митько // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып.: Проблемы совершенствования электрических машин и аппаратов. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2008. – № 7. – С. 102-109.

65. А. с. 217966 СССР, МПК F05g 06/02, F05c 05/61. Многоступенчатый лабиринтный насос / В.И. Лосик, Э.А. Васильцов, В.В. Невеличен, Г.В. Рижмадзе и Ю.Р. Рабинович (СССР) – №949382/25-8 ; заявл. 22.03.1965 ; опуб. 11.12.1968, Бюл. 1 за 1961.

66. Пат. 2384743 Российская Федерация, МПК F04D13/06; F04D07/06. Центробежный моноблочный электронасос для перекачки агрессивных жидкостей / Загрядцкий В.И., Кобяков Е.Т.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Орловский государственный технический университет" (ОрелГТУ) (RU). – № 2008141017/06 ; заявл. 15.10.2008 ; опуб. 20.03.2010, Бюл. 8.

67. Пат. 2 432 499 Российская Федерация, МПК F04D13/06. Герметичный малошумный насос / Зотов А.Н., Касымов М.С.; заявитель и патентообладатель Закрытое Акционерное Общество "Научнопроизводственное объединение "Гидравлические аппараты" (ЗАО "НПО "Гидроаппарат") (RU) – №2010112506/06 ; заявл. 01.04.2010 ; опуб. 27.10.2011, Бюл. № 30.

68. Пат. 0 551 435 B1 EUROPEAN PATENT. Int. Cl: F04D 13/06, F04D 29/18, F04D 29/04. Integrated centrifugal pump and motor / COOPER P. ; Proprietor: Ingersoll-Dresser Pump Company ; Priority: 04.10.90 ; Date of publication 21.07.93, Bulletin 93/29.

69. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1981. – 112 с.

70. Пат. 2070992 Российская Федерация, МПК F04D13/06. Вертикальный электронасосный агрегат / Чудиновский А.А., Стариков Ю.И., Кузьминов С.З., Зинченко И.П.; заявитель и патентообладатель Особое конструкторское бюро по

конструированию, исследованию и внедрению глубинных бесштанговых насосов – №93 93051118; заявл. 09.06.1993 ; опуб. 27.10.1993.

71. Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция) / А.А. Богданов. – М. : Недра, 1968. – 272 с.

72. Пат. 2470189 Российская Федерация, МПК F04D13/06; F04D29/58. Центробежный насос с мокрым электродвигателем / Царев Е.М.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Поволжский государственный технологический университет». – № 20110124416 ; заявл. 16.06.2011 ; опуб. 20.12.2012, Бюл. 35.

73. А. с. 380866 СССР, МПК F04D 03/02. Герметический лабиринтный электронасос / В.С. Медведев, Н.С. Куртеев, В.Ф. Федотов (СССР) – 1345553/24-6 ; заявл. 01.07.1969 ; опуб. 15.05.1973, Бюл. 21.

74. Многоступенчатые насосы с экранированным двигателем - тип САМ. Тип САМ / Тип САМKr / Тип САМ – тандем [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: [http://www.hermetic-pumps.ru/nasosy\\_cam.html](http://www.hermetic-pumps.ru/nasosy_cam.html).

75. Пат. 2049933 Российская Федерация, МПК F04D13/06; F04D29/58. Центробежный насос с магнитным приводом / Васильев Н.И., Наганов А.В., Баранов В.В. – № 5065804/06; заявл. 14.07.1992; опуб. 10.12.1995.

76. Zhuang B.T. Static characteristic analysis on a hydrodynamic bearing of a hydraulic suspended micropump / B. T. Zhuang, X. W. Luo, J. T. Liu and H. Y. Xu // 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2013. – Vol. 52. – 7 p.

77. Wu Y. Development and current clinical application of ventricular assist devices in China / Y.Wu, L. Zhu, Y. Luo // Journal of Zhejiang University-SCIENCE B (Biomedicine & Biotechnology). – 2017. – Vol. 18, Issue 11. – P. 934–945.

78. Uno M. Development of the Floating Centrifugal Pump by Use of Non Contact Magnetic Drive and Its Performance / M. Uno, T. Masuzoe, I. Aotani, S. Oba and T. Kanemoto // International Journal of Rotating Machinery. – 2004. – Vol. 10(5). – P. 337–344.

79. Пат. 2079723 Российская Федерация, МПК F04D13/06; F04D07/02. Герметичный насос с электроприводом / Васильев Н.И.; заявитель и патентообладатель Реабилитационное физкультурно-оздоровительное предприятие клуб "Стенгл". – № 94 94032464; заявл. 07.09.1994; опуб. 08.09.1996.

80. Sloteman D.P. Developing sealless integral motor pumps using axial field, permanent magnet, disk motors / D.P. Sloteman, M. Piercey // Proceedings of the 17<sup>th</sup> international pump users symposium, 2000. – P. 53-67.

81. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

82. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – Л. : Машиностроение, 1966. – 384 с.

83. Степанов Л.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение [пер. с англ. М.Я. Лейферова, М.В. Поликовского, под ред. В.И. Поликовского] / Л.И. Степанов. – М. : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 463 с.

84. Varchola M. Interakcia obeneho koleasa a statora odstrediveho cerpadla / M. Varchola. – Bratislava: Slovenska technicka univerzita v Bratislave, 2017. – 190 p.

85. Gülich J. F. Centrifugal Pumps, 3rd Edition / J. F. Gülich – Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2014. – 1146 с.

86. Ji J. J. Design optimization of flow channel and performance analysis for a new-type centrifugal blood pump / J. J. Ji, X. W. Luo, Q. Y. Wu // 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines IOP Publishing. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2013. – Vol. 52(2). – 8 p.

87. Si Q. Investigation on the influence of jetting equipment on the characteristics of centrifugal pump / Q. Si, S. Yuan, J. Yuan, G. Bois // Advances in Mechanical Eng. – 2016. – Vol. 8(8). – P. 1–11.

88. Cheah K. W. Numerical Study of Inlet and Impeller Flow Structures in Centrifugal Pump at Design and Off-design Points / K. W. Cheah, T. S. Lee, S.H. Winoto // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – 2011. – Vol. 4(1). – P. 25-32.

89. Mahaffey R. M. Review of pump suction reducer selection: Eccentric or concentric reducers / Mahaffey R. M., van Vuuren S. J. // *Journal of the South African Institution of Civil Engineering*. – 2014. – Vol. 56(3). – P. 65-76.

90. Lipej A. Numerical Prediction of Inlet Recirculation in Pumps / A. Lipej, D. Mitruševski // *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. – 2016. – Vol. 9(3). – P. 277-286.

91. Muntean S. Numerical analysis of the flow non-uniformity generated by symmetrical suction elbows of the large storage pumps / S. Muntean, F. Škerlavaj, I. Drăghici, L.E. ANTON // *IAHR WG Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, (Ljubljana 2015)*, 2015 – P. 8.

92. Elin A.V. Testing the Package CFX-5 on Examples of Air Flow in the Elements of Flow Parts of Pumps of JSC VNIIAEN Specialization. Part 1. Simulation of Air Flow at a Lateral Combined Inlet of Diagonal Pump / A.V. Elin, A.N. Kochevsky, V.N. Konshin, P.L. Olsztynsky, S.O. Lugovaya, A.E. Schelyaev // *Pumps & Equipment*, – 2006. – Vol. 1(36). – P. 20-24.

93. Karapuzova M. Flow Structure Investigation in the Lateral Inlet Branches of Hydraulic Machines and Some Recommendations on Their Designing / M. Karapuzova, S. Lugova and I. Tverdokhlebo // *XIIIth International Scientific and Engineering Conference “HERVICON-2011” Procedia Engineering*. – Sumy, September 6–9, 2011. – Vol. 39. – P. 140–147.

94. Perez Flores P. Suppression of Performance Curve Instability of an Axial-Flow Pump by Using a Double-Inlet-Nozzle / P. Perez Flores, G. Kosyna, and D. Wulff // *Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery*. – 2008. – Vol. 2008. – 7 p.

95. Єлін О.В., Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнековідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспективи розвитку / О.В. Єлін, П.Ю.Ткач // *Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати*. – 2013. – 2(40). – С. 60-66.

96. Zhang Y. Investigation on the Flow Field Upstream of a Centrifugal Pump Impeller / Y. Zhang, X. Luo, Y. Yi, B. Zhuang and H. Xu // *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. – 2011. – Vol. 4(1). – P. 209-216.
97. Song X. Inlet and Outlet Devices for Rotary Blood Pumps / X. Song, H. G. Wood, P. E. Allaire, J. F. Antaki, D.B. Olsen // *Artificial Organs*. – 2004. – Vol. 28(10). – P. 911-915.
98. Tan L. Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump / L. Tan, S. Cao, S. Gui // *Science china Technological Sciences*. – 2010. – Vol. 53(8). – P. 2142–2151.
99. Tan L. Influence of Prewirl Regulation by Inlet Guide Vanes on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump / L. Tan, B. Zhu, S. Cao, Y. Wang and B. Wang // *Energies*. – 2014. – Vol 7. – P. 1050-1065.
100. Liu Y. Influence of Prewirl Angle and Axial Distance on Energy Performance and Pressure Fluctuation for a Centrifugal Pump with Inlet Guide Vanes / Y. Liu, L. Tan, M. Liu, Y. Hao and Y. Xu // *Energies*. – 2017. – Vol. 10 (695). – 14 p.
101. Lugova S.O. Effect of hydraulic parts construction arrangement on the overall performance of API 610 VS6 type pumps / S.O. Lugova, I.B. Tverdokhlebov, A.S. Nadtochiy and R.I. Horovyi // XV International Scientific and Engineering Conference “HERVICON+PUMPS-2017” (Sumy, September 5–8, 2017) *Materials Science and Engineering*. – 2017 – Vol. 233. – 8 p.
102. Rudolf P. Numerical simulation of pump-intake vortices / P. Rudolf, R. Klas // *EPJ Web of Conferences*. – 2015. – Vol. 92. – 6 p.
103. Vetter G. Leak-Free Pumps and Compressors. Handbok / G.Vetter Elsevier Science, 1996. – 300 p.
104. Макеев С.Н. Насосы из стеклопластика АГ-4 для агрессивных сред / С.Н. Макеев, М.А. Гринберг, Ю.И. Перин, Р.А. Валиева, М.С. Требукина, Л.К. Бурмистрова // *Химическое и нефтяное машиностроение*. – 1967. – Т.5. – С. 34-36.
105. Rosa S. Pressure drop coefficient of laminar Newtonian flow in axisymmetric diffusers / S. Rosa, F. T. Pinho // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2006. – Vol. 27. – P. 319-328.

106. Csizmadia P. CFD-based estimation and experiments on the loss coefficient for Bingham and power-law fluids through diffusers and elbows / P. Csizmadia, C. Hos // *Computers & Fluids*. – 2014. – Vol. 99. – P. 116-123.

107. Gao X. Numerical investigation of flow in a vertical pipe inlet/outlet with a horizontal anti-vortex plate: effect of diversion orifices height and divergence angle / X. Gao, H. Zhang, J. Liu, B. Sun and Y. Tian // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. – 2018. – Vol. 12(1) – P. 182-194.

108. Hergt P. The suction performance of centrifugal pumps possibilities and limits of improvements / P. Hergt, A. Nicklas, G. Mollenkopf and S. Brodersen // *Proceedings of the international pump users symposium, Texas A&M University system*. – 1996. – P. 13-26.

109. Strýček O. Hydrodynamické čerpadlá 2.vyd. / Strýček O. – Bratislava : STU, 1994. – 297 s.

110. Грянюк Л.П. Лопастные насосы. Под редакцией кандидатов техн. Наук Л.П. Грянюк и А.Н.Папира. – Л., Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1975 г. – 432 с. с ил.

111. Kurokawa J. J-Groove Technique for Suppressing Various Anomalous Flow Phenomena in Turbomachines / J. Kurokawa // *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. – 2010. – Vol. 4(1). – 13 p.

112. Goltz I. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves / I. Goltz, G. Kosyna and A. Delgado // *Proc IMechE Part A: Journal of Power and Energy*. – 2012. – Vol. 227(2). – P. 206–215.

113. Yang K. F. Study on improvement of hump characteristic of an axial flow pump by grooving inlet wall / K. F. Yang, J. J. Feng, G. J. Zhu, J. L. Lu and X. Q. Luo // *Asian Working Group- IAHR's Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. – 2018. – Vol. 163. – 7 p.

114. Guo X. Analysis of cavitation performance of inducers, centrifugal pumps / X. Guo, Z. Zhu, B. Cui and Y. Li // *Centrifugal Pumps*. – 2012. – 12 p.

115. Овсянников Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей / Овсянников Б.В. – М.: Государственное научно-техническое издательство ОБОРОНГИЗ, 1960. – 246 с.

116. Єлін О.В. Дослідження можливості підвищення всмоктувальної здатності шнекововідцентрового ступеня без зміни геометрії передвключеного і робочого колеса / О.В. Єлін // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки. – 2013.– № 4. – С. 7-16.

117. Tkach P.Y. Influence of geometry parameters of inducer bush design on cavitation erosion characteristics of centrifugal inducer stage of pump / P.Y. Tkach // XV International Scientific and Engineering Conference “HERVICON+PUMPS-2017” (Sumy, September 5–8, 2017) Materials Science and Engineering, 2017 – Vol. 233. – 7 p.

118. Jiang J. Numerical simulation of cavitation performance on a high-speed centrifugal pump with a variable pitch inducer / J. Jiang, Q. Sun, Y.Liu, Y. Chen, W.Yi // The 13th Asian International Conference on Fluid Machinery (Tokyo, Japan, September 7-10, 2015). – 2015. – 10 p.

119. Zhuang B. Cavitation in a Shaft-less Double Suction Centrifugal Miniature Pump / Baotang Zhuang, Xianwu Luo, Lei Zhu, Xin Wang, and Hongyuan Xu // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – 2011. – Vol. 4, No. 1. – P. 191-198.

120. Xie S. F. Optimization of centrifugal pump cavitation performance based on CFD / Xie S. F., Wang Y., Liu Z. C., Zhu Z. T., Ning C. and Zhao L. F. // International Symposium of Cavitation and Multiphase Flow (ISCM 2014) IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2015. – № 72. – 6 p.

121. Tan L. Cavitation performance and flow characteristic in a centrifugal pump with inlet guide vanes / L. Tan, L. Zha, S. L. Cao, Y. C. Wang and S. B. Gui // International Symposium of Cavitation and Multiphase Flow (ISCM 2014) IOP Conf. Series: Materials Sci. and Eng. – 2015. – Vol. 72. – 6 p.

122. Škerlavaj A. Effect of vortical structures on cavitation on impeller blades in pumps with suction chambers / A. Škerlavaj and R. Pavlin // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. – 2014. – Vol. 22. – 9 p.

123. Nagahara T. Measurement of the flow around the submerged vortex cavitation In a pump intake by means of PIV / T. Nagahara, T. Sato, T. Okamura // Fifth

International Symposium on Cavitation (Osaka, Japan. November 1-4, 2003). – 2003. – 7 p.

124. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. Издание 2-е, переработ. И доп. М., Машиностроение, 1975. – 336 с.

125. Limbach P. Numerical and experimental investigation of the cavitating flow in a low specific speed centrifugal pump and assessment of the influence of surface roughness on head prediction / P. Limbach, T. Müller, M. Blume, R. Skoda // International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (Hawaii, Honolulu. April 10-15, 2016), – 2016. – 9 p.

126. Li X. Entropy generation analysis for the cavitating head-drop characteristic of a centrifugal pump / X. Li, Z. Jiang, Z. Zhu, Q. Si and Y. Li // Mechanical Engineering Science. – 2018. – 10 p.

127. Kozubková M. Mathematical model of cavitation and modelling of fluid flow in cone / M. Kozubková, J. Rautová, M. Bojkoc // XIIIth International Scientific and Eng. Conf. “HERVICON-2011”. Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 9-18.

128. Sikora R. Experimental investigation of cavitation in pump inlet / R. Sikora, A. Burecek, L. Hružík, and M. Vašina // EPJ Web of Conferences. – 2015. – Vol. 22. – 4 p.

129. Cunha M.A.R. Cavitation modeling of a centrifugal pump impeller / M.A.R. Cunha, H.F.V. Nova // 22-nd International Congress of Mechanical Engineering (Ribeirão Preto, São Paulo, Brazil. November 03-07, 2013). – 2013. – P.1633-1644.

130. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под. Ред. М.Л. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.; Машиностроение, 1992. – 672 с.

131. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. 2-е изд., доп. / Повх И.Л. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1976. – 504 с. с ил.

132. Miczka J. O niektórych sposobach zmniejszenia strat przepływu w dyfuzorach / Miczka J., Zajdel J. // Zeszyty naukowe politechniki czestochowskiej. – Nr. 27 (Mechanika z.10). – 1964. – S. 53-67.



133. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/ Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с., ил.

134. Мигай В.К. Диффузор с поперечными ребрами / В.К. Мигай // Энергомашиностроение. – 1960. – №4. – С. 31.

135. Мигай В.К. Повышение эффективности диффузоров путем установки поперечного оребрения / В.К. Мигай // Энергомашиностроение. – 1961. – №4. – С. 41-43.

136. Мигай В.К. Об эффективности криволинейного диффузора с поперечными ребрами / В.К. Мигай // Энергомашиностроение. Техгическая информация и хроника. – 1960. – №1. – С. 45-46.

137. Bajcar T. Flow kinematics in a rotating axial diffuser / T. Bajcar, B. Sirok, F. Trenc // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2003. – Vol. 27. – P. 769–780.

138. Dauricio E. Numerical Analysis of Swirl Effects on Conical Diffuser Flows / Dauricio E. ANDRADE C. // J. Aerosp. Technol. Manag. – 2017. – Vol.9(1). – P.91-100.

139. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков / Халатов А.А. Отв. ред. Долинский А.А.; АН УССР. Ин-т технической теплофизики. – Киев: Наук. Думка, 1989. – 192 с.

140. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры, 4-е изд., перераб. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 685 с.

141. Куркин Е. И. Экспериментальное исследование течения на выходе из осесимметричного диффузора с вращающейся стенкой / Е. И. Куркин, А.В. Ивченко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 5(36). – С32-37.

142. Куркин Е.И. Расчет турбулентного течения во вращающемся диффузоре на основе вихререзающего подхода / Е.И. Куркин, А.С. Лякин, В.Г. Шахов //

Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Механика и машиностроение. 2013 – т. 15, №6(3). – С.739-744.

143. Пугачев П.В. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах с использованием пакета ANSYS CFX : учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 120 с.

144. Jianzhong C. Three-dimensional flow field numerical simulation and performance analysis for a new type canned motor pump / C. Jianzhong, X. Fangwei, L. Qingyun, W. Cuntang, Z. Xianjun, Z. Gang and X. Rui // Mechanical Engineering Science. – 2013. – Vol. 227(12). – P. 2825-2833.

145. Si Q. Investigation on the Handling Ability of Centrifugal Pumps under Air–Water Two-Phase Inflow: Model and Experimental Validation / Q.Si , G. Bois, Q.Jiang, W. He, A. Ali and S. Yuan // Energies. – 2018. – Vol 11 (3048). – 17 p.

146. Wang W. Artificial Neural Networks Approach for a Multi-Objective Cavitation Optimization Design in a Double-Suction Centrifugal Pump / W. Wang, M. K. Osman, J. Pei, X. Gan and T.Yin // Processes. – 2019. – Vol 7 (246). – 24 p.

147. Mariño-Abarca O. Numerical model validation of the hydraulic performance of a centrifugal pump / O. Mariño-Abarca1, Ju. J. González-Bayón, R. Delgado-García, R. Borrajo-Pérez // Revista de Ingeniería Energética. – 2019. – Vol. 40 (3). – P.192-202.

148. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс], – 2010. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

149. Launder B.E. The numerical computation of turbulent flows / Launder B.E. and Spalding D.B. // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1974. – Vol. 3. Is. 2 – P. 269-289.

150. Елин А. В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2. / Елин А. В., Кочевский А. Н., Луговая С. О., Щеляев А. Е. // Насосы и оборудование. – 2006. – № 2 (37). – С. 18–21.

151. Liu H. L. Effects of computational grids and turbulence models on numerical simulation of centrifugal pump with CFD / H. L. Liu, M. M. Liu, L. Dong et al // 26th

IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2012. – Vol. 15, Part 6. – 7 p.

152. Твердохлеб И. Разработка сменных роторов насосов на основе результатов численного эксперимента, проведенного с помощью программного продукта ANSYS CFX 11.0 и ANSYS ICEM CFD 11.0 / И. Твердохлеб, Е. Князева // Насосы и оборудование. – 2008. – № 1 (48). – С. 42–46.

153. Cheah K.W. Unsteady Fluid Flow Study in a Centrifugal Pump by CFD Method / K.W Cheah, T.S. Lee, and S.H Winoto // 7th ASEAN ANSYS Conference Biopolis, (Singapore, 30th and 31st October 2008). – 6 p.

154. Zhao G.S. Investigation of cavitation instabilities in a centrifugal pump based on one-element theory / G. S. Zhao and W. G. Zhao // IOP Conf. Ser.: Earth and Environmental Science. – 2018. – Vol. 163. – 11 p.

155. Zhang N. Cavitating flow-induced unsteady pressure pulsations in a low specific speed centrifugal pump / Zhang N., Gao B., Li Z., Jiang Q. // Royal society open science. – 2018. – Vol. 5. Is. 7. – 16 p.

156. Hou H. Optimal hydraulic design of an ultra-low specific speed centrifugal pump based on the local entropy production theory / Hu. Hou<sup>1</sup>, Y. Zhang, X. Zhou, Z. Zuo and H. Chen // Proc IMechE Part A: J Power and Energy. – 2019. – Vol. 233 Is. 6. – P. 715-726.

157. Вулакович М.П. Термодинамические свойства воды и водяного пара. 5-е издание / М.П. Вулакович. – М.: Машгиз, 1955. – 93 с.

158. Насоси динамічні. Методи випробування: ДСТУ ГОСТ 6134:2009 (ISO 9906:1999). – [чинний від 2009-09-09]. – Київ: Держспоживстандарт України, 2009. – 101 с. – (Національний стандарт України).

159. Яременко О.В. Испытание насосов. Справочное пособие / Яременко О.В. – М., Машиностроение. – 1976. – 225 с. с ил.

160. Moloshnyi O. The CFD simulation of the flow structure in the sewage pump / Moloshnyi O.M., Shulc P. // Open Engineering. – 2018. – Vol. 8, Is. 1. – Pages 314–321.

161. Moloshnyi O. Analiza przepływu w promieniowej pompie labiryntowej z prostymi rowkami o półokrągłym przekroju / Moloshnyi O.M., Shulc P. // Zeszyty energetyczne. – 2018. – Tom V. Nowoczesne metody pomiarowe i modelowanie numeryczne w energetyce cieplnej. – S. 41-50.

162. Moloshnyi O. The investigation of the cavitation processes in the radial labyrinth pump / Moloshnyi O.M., Shulc P. // Open Engineering. – 2018. – Vol. 8, Is. 1, P. 322–328.

163. Moloshnyi O. Numeryczna identyfikacja przepływu w jednokanałowej pompie do transportu hydraulicznego / Moloshnyi O.M., Shulc P. Stanek R. // Pompy-pompownie. – 2018. – №2/2018 (709) – S. 26-31.

164. Волков Б. Н. Унификация деталей машин / Волков Б.Н., Кремьянский В.Я. — М.: Изд-во стандартов, 1989. — 229 с.

165. Будов В.М. Насосы АЭС: Учеб. Пособие для вузов / Будов В.М. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 408 с.: ил.

166. Troskoleński A.D. Pompy wirowe. Wydanie trzecie przerobione i unowocześnione / Troskoleński A.D. – Warszawa: Wydawnictwo naukowo-techniczne, 1973. – 718 s.

167. Полоцкий И.Д. Расчет отводящих устройств центробежных насосов / И.Д. Полоцкий, Ф.А. Богницкая и Р.М. Агульник; под. Ре. С.С. Руднева. – М.: Центральный институт научно-технической информации и технико-экономических исследований по химическому и нефтяному машиностроению, 1967. – 48 с.

168. Кацман М.М. Расчет и конструирование электрических машин. Учебное пособие для техникумов / Кацман М. М. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 360 с.

169. А.Э. Кравчик. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник / А.Э. Кравчик, М.М. Шлаф, В.И. Афонин, Е.А. Солоболенская. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с., ил.

170. Гурин Я.С. Проектирование серий электрических машин / Гурин Я.С., Кузнецов Б.И. – М.: Энергия, 1978. – 480 с., ил.

171. Радин В.И. Унифицированная серия асинхронных двигателей Интерэлектро / Радин В.И., Лондин Й., Розенкноп В.Д. и др.; Под ред. В.И. Радина. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 416с.

172. Вишневский Н.Е. Машины и аппараты с герметичным электроприводом / Вишневский Н.Е., Глуханов Н.П., Ковалев И.С. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 256 с.

173. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. – 2-е изд., перераб. и доп. / Шубов И.Г. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1986. – 208 с.: ил.

174. Чернавский С.А. Подшипники скольжения / Чернавский С.А. – М.: Машгиз, 196. – 245 с.

175. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.: ил.

176. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 255 с.: ил.

177. Agostinelli A. An Experimental Investigation of Radial Thrust in Centrifugal Pumps / A. Agostinelli, D. Nobles, C. R. Mockridge // Journal of Engineering for Power. – 1960. – P. 120-125.

178. Огородніков В.А. Опір матеріалів. Розрахунково-графічні завдання з прикладами розрахунків. Частина 1. Навчальний посібник / Огородніков В.А., Грушко О.В., Побережний М.І. – Вінниця: ВНТУ, 2003. – 158 с.

179. Подшипники резино-металлические судовые. Технические условия: ГОСТ 7199-77. – [действующий от 1977-02-18]. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1977. – 12 с.

180. Воскрисенский В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / Воскрисенский В.А. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с., ил.

181. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 224 с., ил.

182. Шуйский В.П. Расчет электрических машин (перевод с немецкого). Энергия, 1968. – 732 с. с рис.

183. Марцинковский В.А. Динамика роторо центробежных машин: монография / В.А. Марцинковский. – Сумы: Сумский государственный университет, 2012. – 563 с.

184. Большаков В.А. Справочник по гидравлике / Под.ред. В.А. Большакова, – 2-е изд., перераб. И доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. – 343 с.

185. Федотова Н.А. Взаимосвязь формы меридианной проекции рабочего колеса лопастного насоса и момента скорости потока перед ним : дис. ...кан. тех. наук : 05.05.17 / Федотова Наталья Анатольевна. – Сумы : СумДУ, 2008. – 154 с.

186. Горшков А.С. Кавитационные трубы / А.С. Горшков, А.А, Русецкий. – изд. Второе, перераб. и доп. – Л.: Судностроение, 1972. – 190 с.

187. Bednár D. Hydraulická väzba vstupu a obežného kola radiálneho hydrodynamického čerpadla : Dizertačná práca na získanie vedecko-akademickej hodnosti “philosophiae doctor” : 5.2.29 / Daniel Bednár. – Bratislava, 2009. – 130 s.

188. Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности [Текст] / Айзенштейн, Михаил Дмитриевич. – М.: Гостоптехиздат, 1957. – 363 с. : ил.

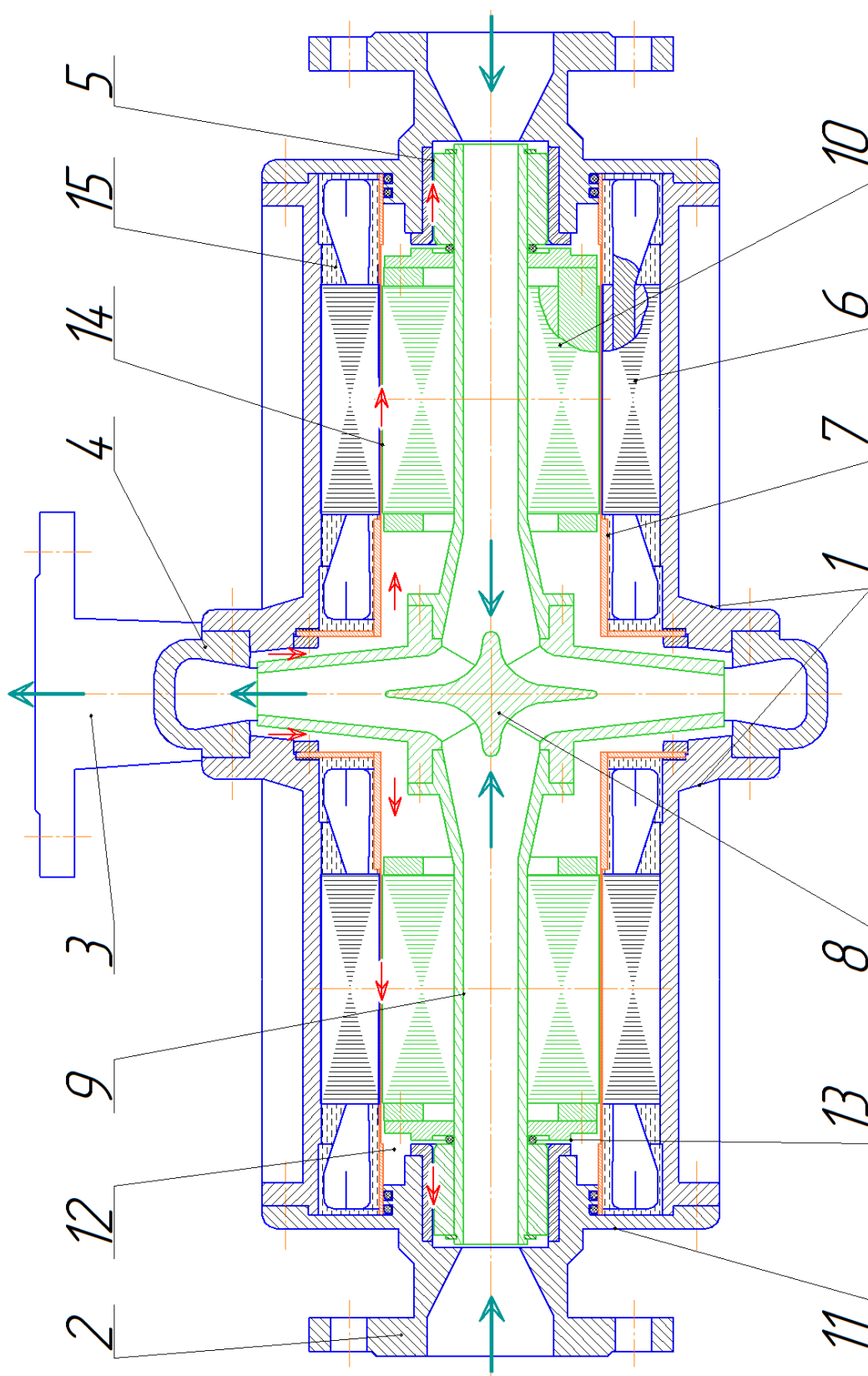
## ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Параметри герметичних насосів

Модель	n, об/хв	Макс. подача		P2, кВт	P <sub>ел.дв.</sub> , кВт	η, %	Δh, м	D <sub>2</sub> , mm	n <sub>s</sub>
		Q, m <sup>3</sup> /год	H						
СА32/16	1450	6	9.5	0.353	0.55	44	1.8	174	40
СА32/16	1450	9	9	0.416	0.55	53	2	174	51
СА32/16	1450	11	8.3	0.46	0.55	54	2.4	174	60
СА40/16	1450	15	8.5	0.579	0.75	60	2	174	69
СА40/16	1450	16	7.6	0.642	1.1	58	2.4	174	77
СА50/16	1450	20	10.3	0.93	11	60	2.3	174	69
СА32/20В	2900	20	45	5.03	7.5	48.8	2.15	195	45
СА40/16	2900	36	31.5	4.9	7.5	63	3.6	174	80
СА40/20В	2900	33	43.3	7.24	11	53.8	2.2	195	60
СА40/20А	2900	34.5	48	8.05	11	56	2.45	205	57
СА50/20А	2900	34.5	56	9.25	11	57	2.5	214	51
СА50/20В	2900	33	50.6	8.13	11	55.5	2.5	195	53
ХМС80-50-200а-ТЛ-СД(55)	2900	50	41	–	18.5	–	–	–	77
ЦГМ-12.5/20	2900	12.5	20	–	4	–	–	–	66
ЦМК1 50/200-11/2	3000	45	40	–	11	–	–	–	77
ЦГ 25/50К-5.5-5	3000	25	50	–	5.5	–	–	–	49
4ЦГ 50/50Л-11-4	3000	50	50	–	11	–	–	–	69
ЦГ 50/50Л-15-5	3000	50	50	–	15	–	–	–	69
В2	1750	35	37	–	–	47	–	–	42
АГ-4	1450	30	24	–	–	–	–	–	45
НД 80-50-160	2900	25	32	–	5,5	50	5,5	164	66
НД 80-50-160/4	1450	12.50	8	–	0,75	50	6,0	164	66
НД 100-80-160	2900	50	32	–	7,5	68	5,0	164	93
НД 100-80-160/4	1450	25	8	–	1,1	68	5,5	164	93
<b>НД 100-80-200</b>	2900	50	50	–	15	63	5,5	205	66
<b>НД 100-80-200/4</b>	1450	25	12.50	–	2,2	63	6,0	205	66
НД 125-100-200/4	1450	50	12.50	–	4	68	5,0	205	94
Х 65-50-160ДК	1500	12.5	8	0.5	0.75	55	3.4	–	68
Х 80-65-160ДК	1500	25	8	1	1.5	65	3.8	–	96
ХЕ 65-50-160Д	1500	12.5	8	0.5	0.75	55	3.4	–	68
ХЕ 80-65-160К	3000	50	32	7.8	11	67	4	–	96
50ТЛ-125 (s182)	1400	12.5	5	0.33	0.75	53	–	139	90
Z2K-B (s208)	2900	35	40	–	7.7	53	–	–	66
0406SC1	1450	12.5	8	–	–	–	–	160	66
0406SC1	2900	25	32	–	–	–	–	160	66
0508SC1	1450	25	8	–	–	–	–	160	93
0508SC1	2900	50	32	–	–	–	–	160	93

## ДОДАТОК Б

Принципова схема герметичного моноблочного насоса двостороннього входу з порожнистим валом



1 – корпус; 2 і 3 – патрубки всмоктування і нагнітання; 4 – відповідний пристрій; 5 – вузли радіально-упорних підшипників ковзання; 6 – статорні елементи електропривода; 7 – статорні перегородки; 8 – РК; 9 – порожнистий вал, 10 – роторні елементи електропривода; 11 – кришки корпусу; 12 – зазори між статорними перегородками 7 та роторними елементами 10; 13, 14 – дросельна щільна та порожнина гідроп’яти, 15 – простір навколо статора заповнений трансформаторним маслом

Рисунок Б.1 – Герметичний моноблочний насос двостороннього входу з порожнистим валом



## ДОДАТОК В

## Прототип насоса

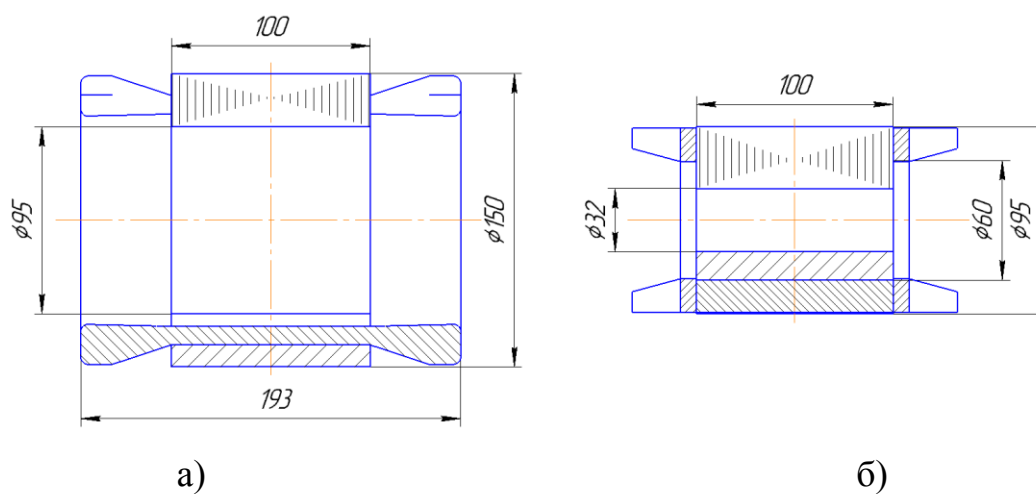
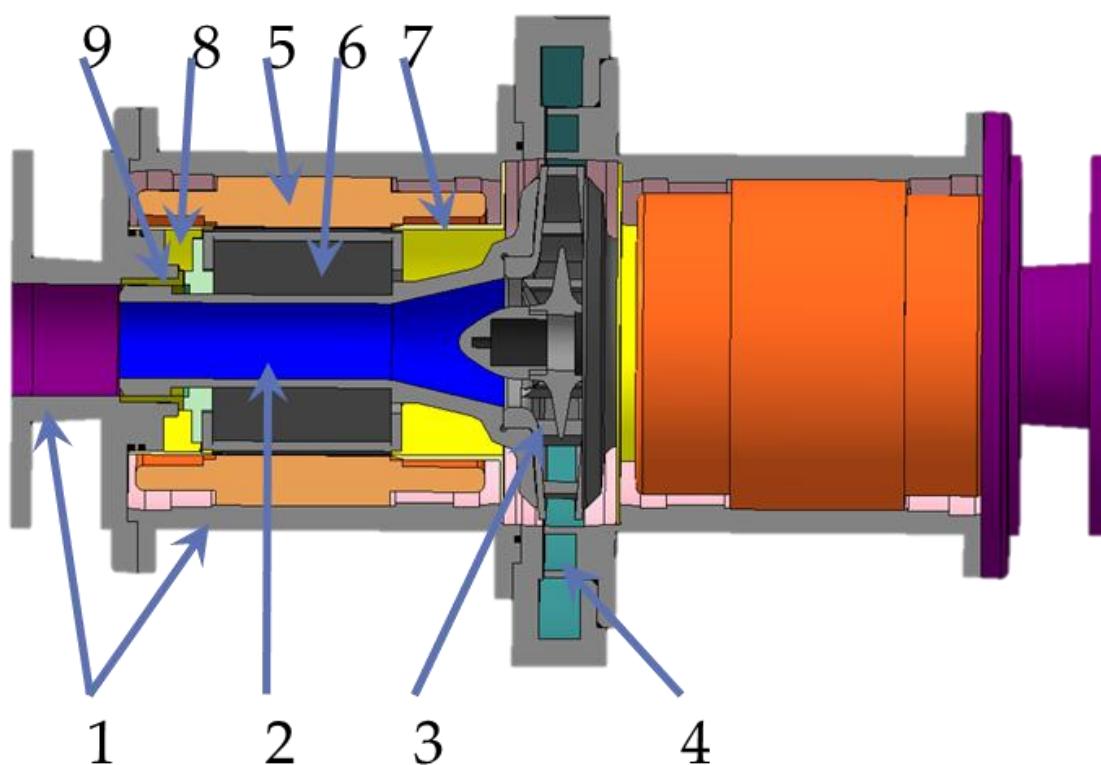


Рисунок В.1 – Ескіз перерізу електродвигуна 4АМ90L4У3: а) статор; б) ротор без валу



1 – корпус; 2 – порожнистий вал; 3 – РК; 4 – відвідний апарат; 5 – статорні елементи електропривода; 6 – роторні елементи електропривода; 7 – статорні перегородки; 8 – гідроп'ята; 9 – радіально-упорний підшипник

Рисунок В.2 – Конструктивна схема прототипу насоса (тривимірна модель )

## ДОДАТОК Г

### Розрахунок параметрів електродвигунів зі зміною внутрішнього діаметру магнітопроводів

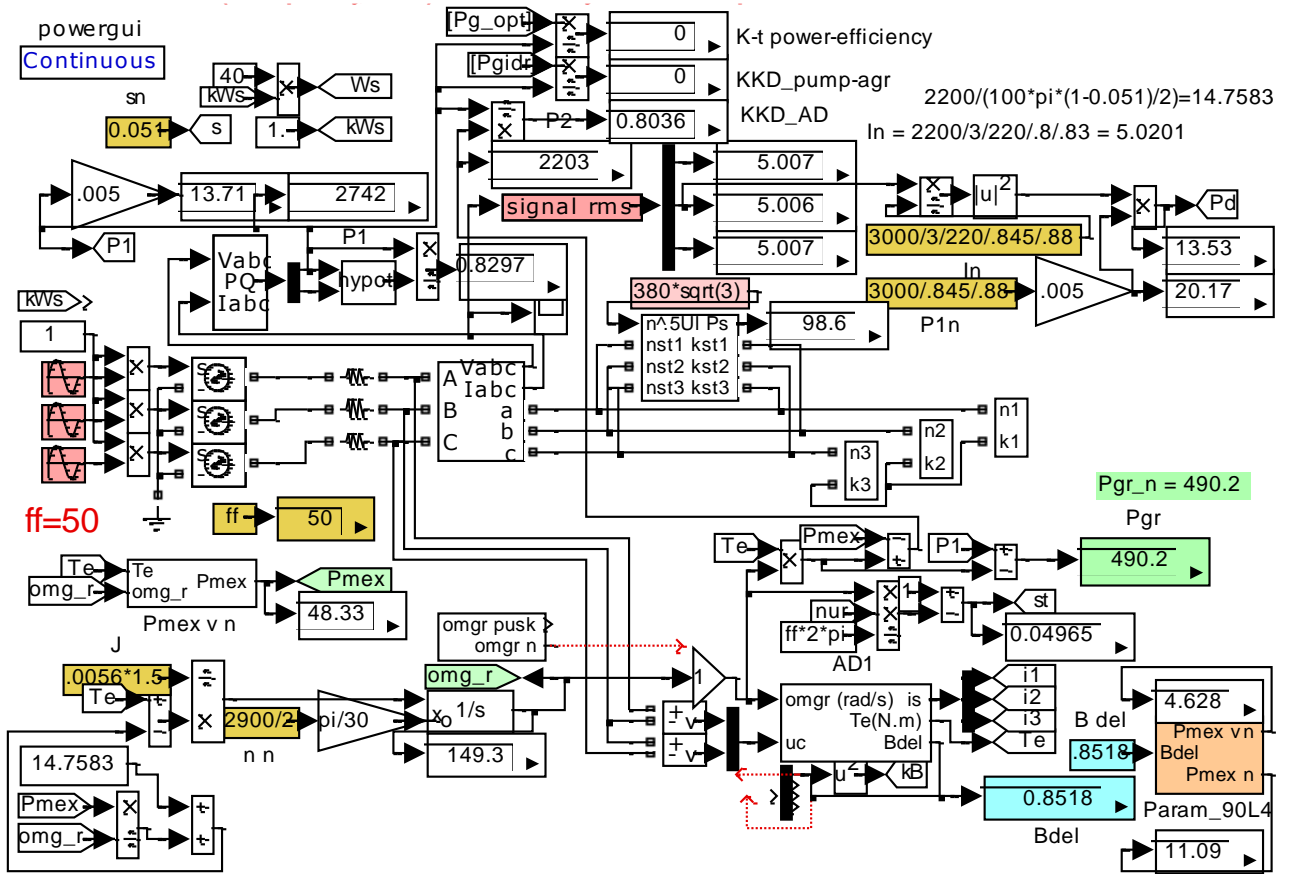


Рисунок Г.1 – Схема моделі електродвигуна 4A90L4У3 програмному середовищі MathCAD

Таблиця Г.1 – Робочі параметри електричного двигуна 4А90L4У3 (1450 об/хв)  
при збільшенні розточки ротора, порожнистому валі та номінальному навантаженні

	$d_{отв}$ , мм	$d$ , мм	$M_H$ , Нм	$I_H$ , А	$V_{дел}$ , Т	$P_{2H}$ , Вт	$\eta_H$	$\cos\phi_H$	$P_S$ , Вт	$P_{gr}$ , Вт
Дов.	32	-	14.7583	5.0201	0.88	2200	0.8	0.83	-	-
Розр.	32	-	14.7583	5.007	0.8518	2203	0.8036	0.8297	98.6	490.2
Розр.	40	32	14.7583	5.118	0.8499	2203	0.7997	0.8154	98.4	503.3
Розр.	44	36	14.7583	5.263	0.8476	2202	0.7946	0.7978	98.06	520.7
Розр.	48	40	14.7583	5.687	0.8411	2200	0.7795	0.752	96.92	574.2
Розр.	50	42	14.7583	5.778	0.8397	2200	0.7761	0.7433	96.88	586.4
Розр.	51	43	14.7583	5.961	0.837	2199	0.7693	0.7266	96.45	611.2
Розр.	52	44	14.7583	7.148	0.8207	2194	0.7237	0.6427	93.08	789.5

Дов. – дані з довідника, Розр. – дані, що розраховані за моделлю Рисунок Г.1

Таблиця Г.2 – Робочі параметри електричного двигуна 4АМ100L2 (2900 об/хв)  
при збільшенні розточки ротора, порожнистому валі та номінальному навантаженні

	$d_{отв}$ , мм	$d$ , мм	$M_H$ , Нм	$I_H$ , А	$V_{дел}$ , Т	$P_{2H}$ , Вт	$\eta_H$	$\cos\phi_H$	$P_S$ , Вт	$P_{gr}$ , Вт
Дов.	37	-	-	10.75	0.676	5506	0.871	0.89	-	-
Розр.	37	-	18.12	11.47	0.67	5503	0.864	0.841	-	785.4
Розр.	40	32	18.12	11.94	0.6666	5501	0.86	0.812	-	820.2
Розр.	44	36	18.12	13.02	0.6594	5496	0.848	0.754	-	904.9
Розр.	48	40	18.12	15.1	0.6473	5489	0.825	0.668	-	1088
Розр.	50	42	18.12	16.91	0.6376	5482	0.803	0.612	-	1269
Розр.	51	43	18.12	18.21	0.6308	5478	0.786	0.58	-	1413

Дов. – дані з довідника, Розр. – дані, що розраховані за моделлю Рисунок Г.1

## ДОДАТОК Д

Результати числового моделювання робочого процесу прототипу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом

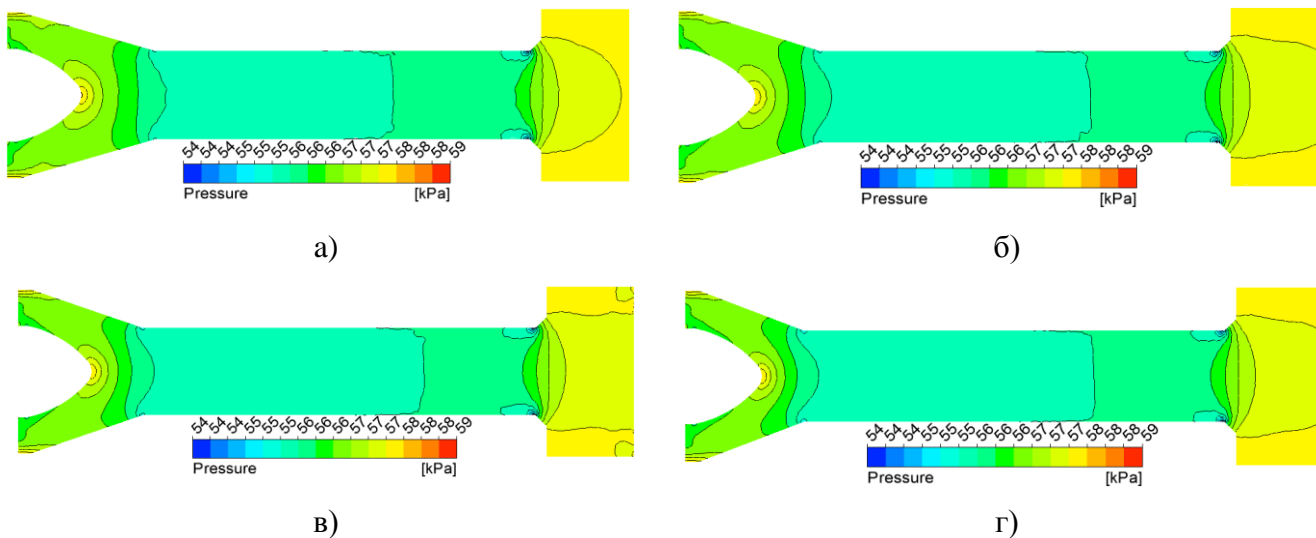


Рисунок Д.1 – Розподіл тисків в ОПП діаметром 40 мм з довжиною обтічника 33,5 мм та довжиною дифузійної ділянки : а) 61 мм, б) 56 мм, в) 51 мм, г) 46 мм

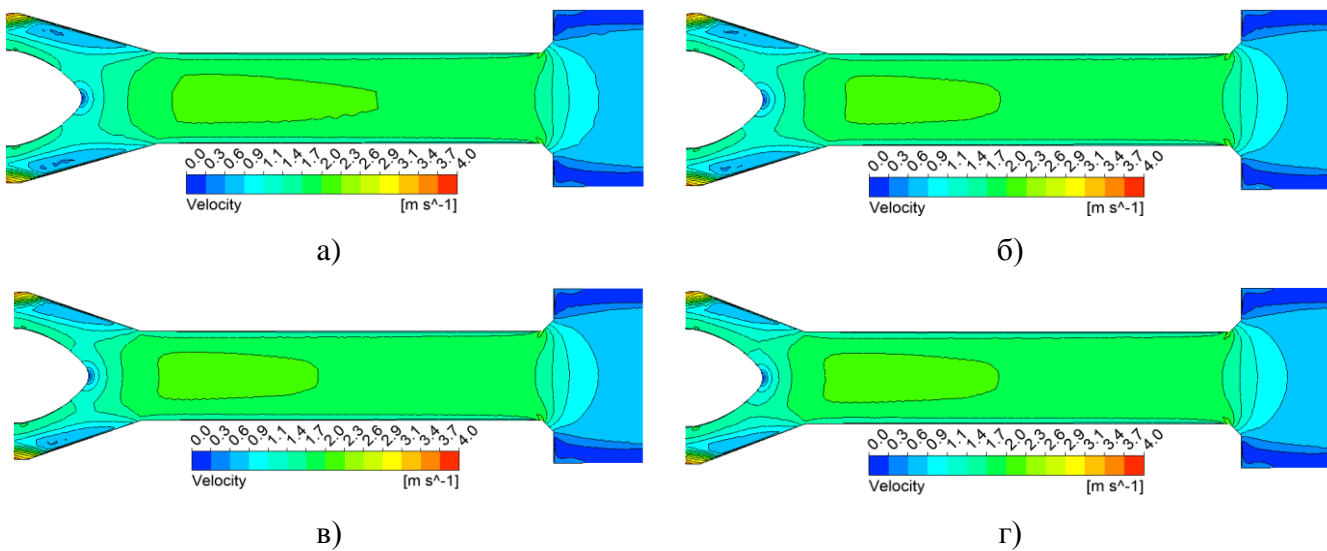


Рисунок Д.2 – Розподіл швидкості потоку в ОПП діаметром 40 мм з довжиною обтічника 33,5 мм та довжиною дифузійної ділянки : а) 61 мм, б) 56 мм, в) 51 мм, г) 46 мм

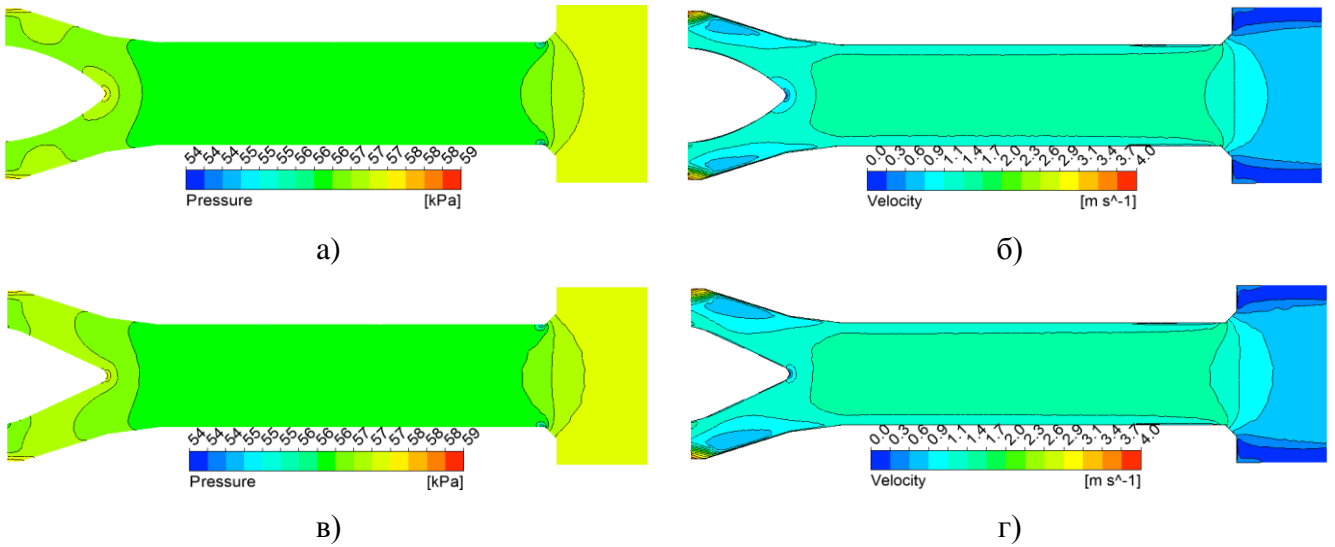


Рисунок Д.3 – Розподіл швидкості потоку та тисків в ОПП з діаметром 45 мм зі зміною кута розкриття дифузора: а) тиск, сферичний обтічник; б) швидкість, сферичний обтічник; в) тиск, конусний обтічник; г) швидкість, конусний обтічник

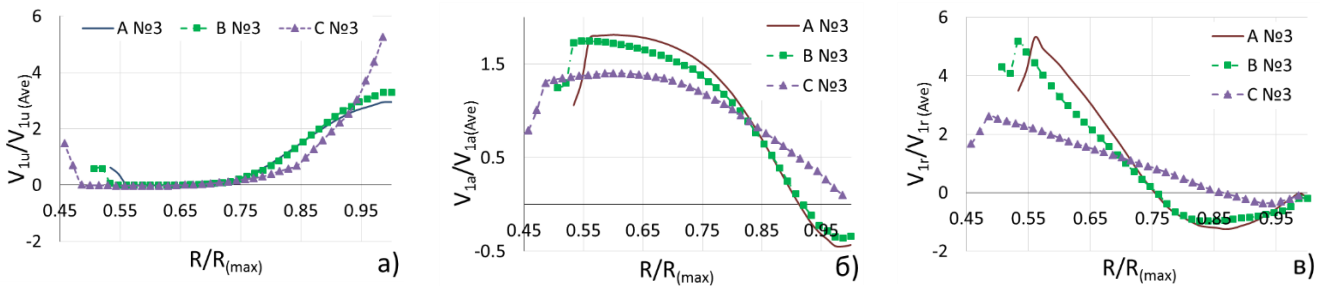


Рисунок Д.4 – Епюри складових абсолютної швидкості в поперечному перетині *A*, *B* та *C* в моделі № 3 за подачі  $Q_{nom}$ : а) колова складова; б) осьова складова; в) радіальна складова

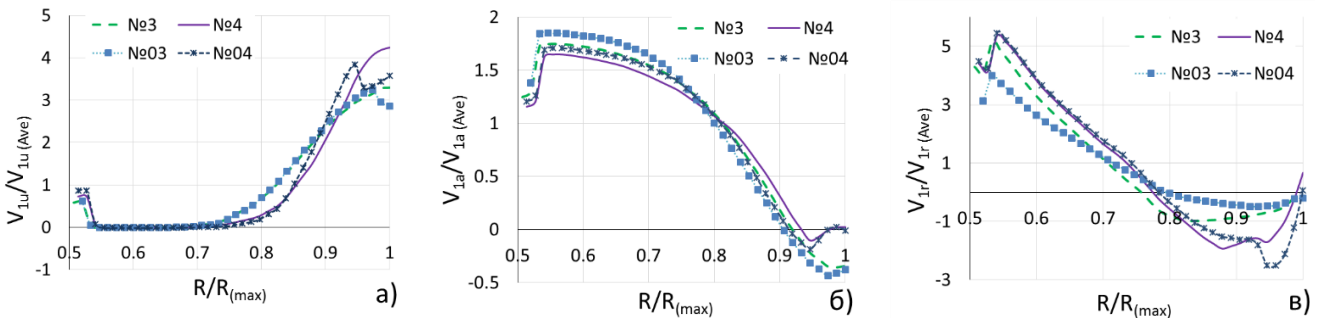


Рисунок Д.5 – Епюри складових абсолютної швидкості в поперечному перетині *B* для моделей № 3 та № 4 з швидкістю обертання стінок підвідного пристрою  $n = 1450$  об/хв (криві № 3 та № 4) та 0 об/хв (криві № 03 та № 04): а) колова складова; б) осьова складова; в) радіальна складова

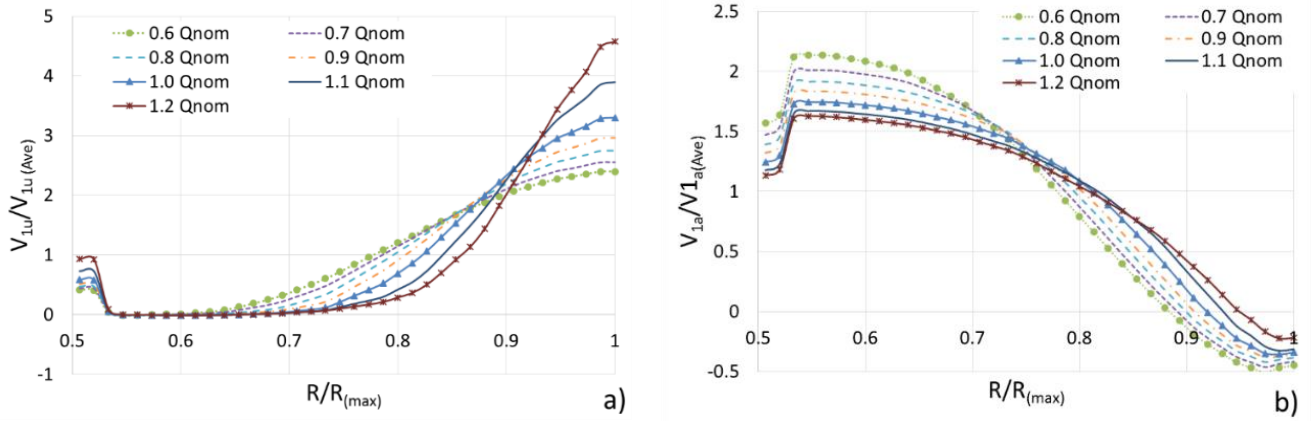


Рисунок Д.6 – Епюри складових абсолютної швидкості в поперечному перетині В ОПП № 3 в діапазоні подачі (0,6-1,2)  $Q_{nom}$  відносно  $Q_i$ : а) колова складова абсолютної швидкості; б) осьова складова абсолютної швидкості [25]

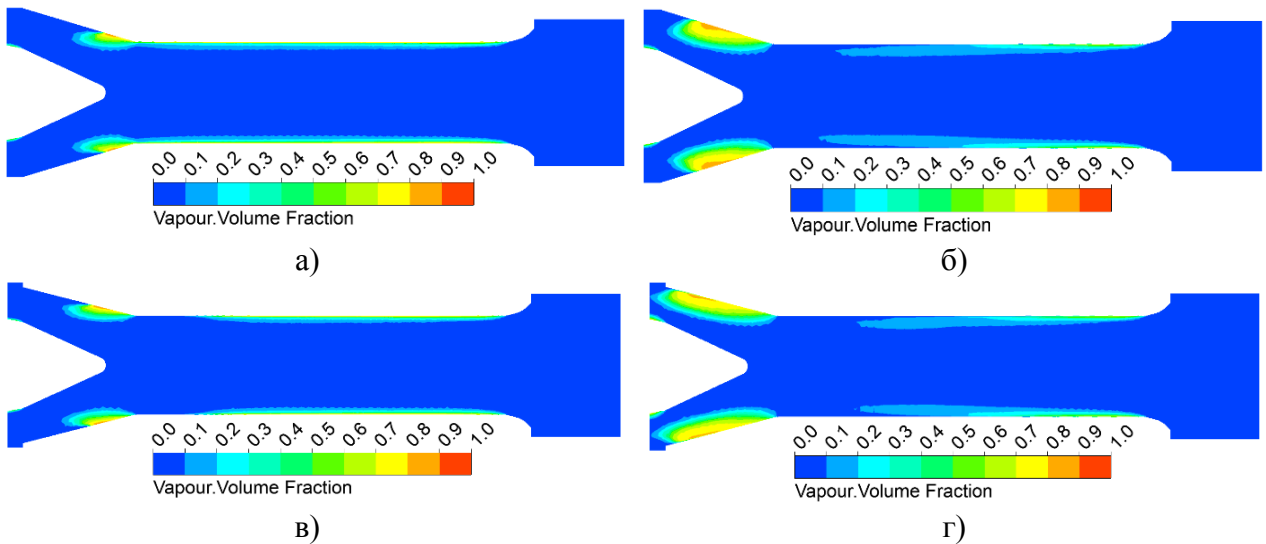


Рисунок Д.8 – Картина розподілу об'єму фракції пари за  $n = 2900$  об/хв при  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м:  
 а) модель № 3,  $n_{опп} = 0$  об/хв; б) модель № 3,  $n_{опп} = 2900$  об/хв;  
 в) модель № 4,  $n_{опп} = 0$  об/хв; г) модель № 4,  $n_{опп} = 2900$  об/хв [27]

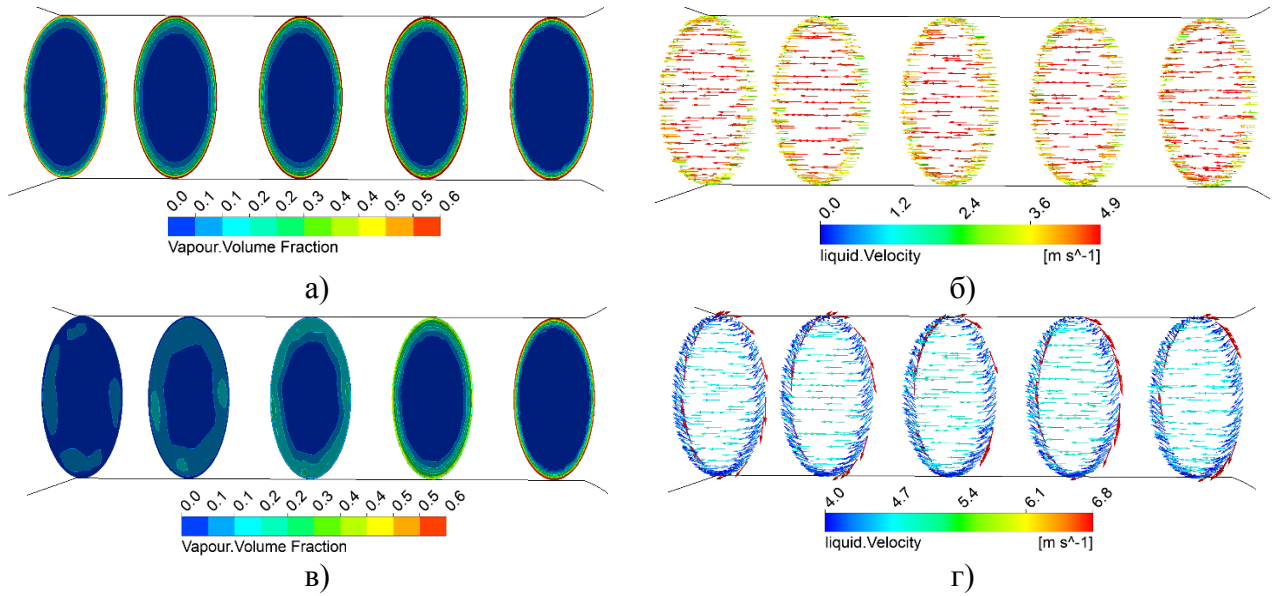


Рисунок Д.9 – Поперечні перетини ОПД моделі № 3 за  $n = 2900$  об/хв при  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м:  
 а) картина розподілу об'єму фракції пари,  $n_{опд} = 0$  об/хв; б) картина розподілу векторів абсолютної швидкості рідини,  $n_{опд} = 0$  об/хв; в) картина розподілу об'єму фракції пари,  $n_{опд} = 2900$  об/хв; г) картина розподілу векторів абсолютної швидкості рідини,  $n_{опд} = 2900$  об/хв (Для більшої інформативності ілюстрації, поперечні перетини зображено еліптичними) [27]

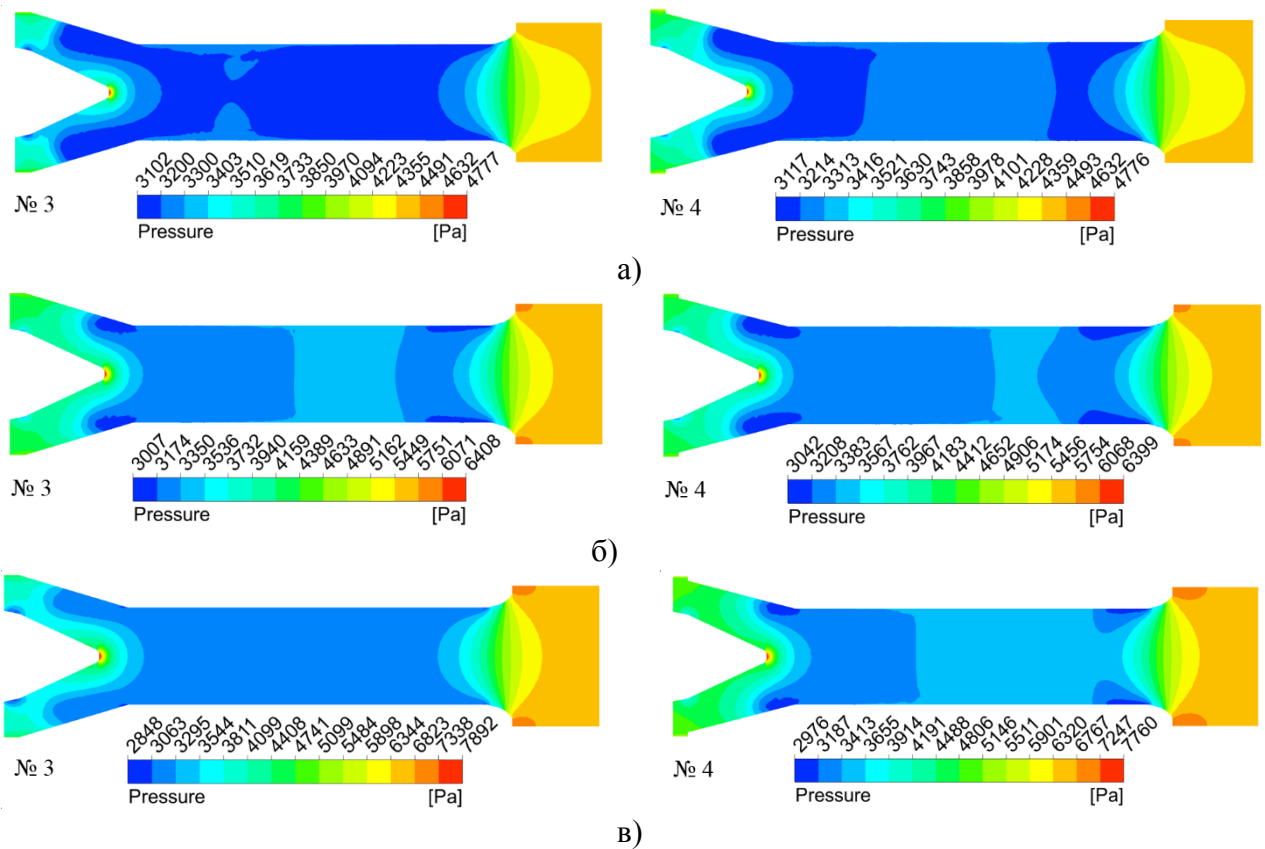


Рисунок Д.10 – Розподіл абсолютного тиску в ОПД за  $n = 1450$  об/хв:  
 а)  $\Delta h_{кр} = 0.15$  м,  $0.7 Q_{ном}$ ; б)  $\Delta h_{кр} = 0.31$  м,  $Q_{ном}$ ; в)  $\Delta h_{кр} = 0.45$  м,  $1.2 Q_{ном}$  [26]

## ДОДАТОК Е

Результати числового моделювання робочого процесу моделі герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом

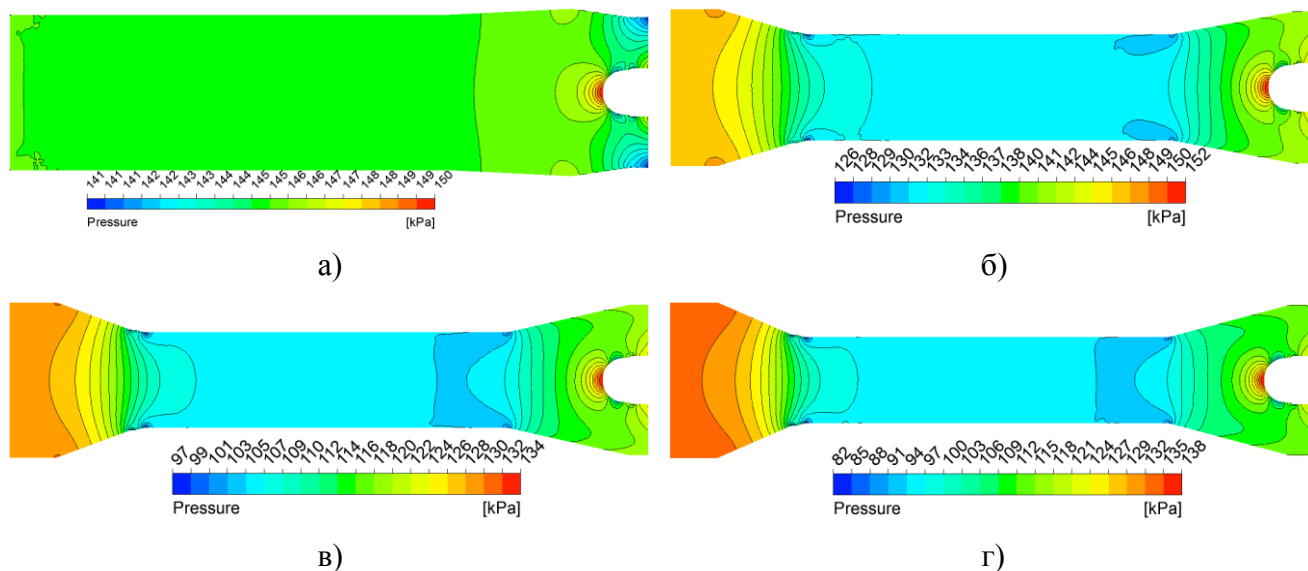


Рисунок Е.1 – Розподіл тиску в поперечному перетині ОПП за  $Q_{nom} n = 2900$  об/хв:  
а) ОПП 0; б) ОПП 10; в) ОПП 30; г) ОПП 40

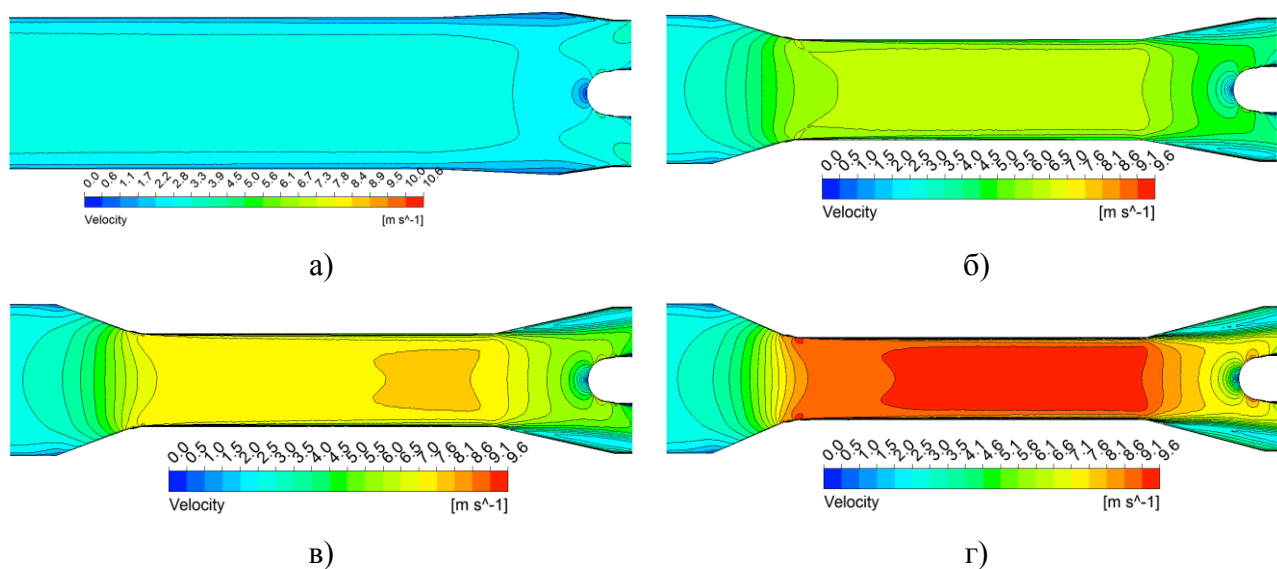


Рисунок Е.2 – Розподіл швидкості в поперечному перетині ОПП за  $Q_{nom} n = 2900$  об/хв: а) ОПП 0; б) ОПП 10; в) ОПП 30; г) ОПП 40



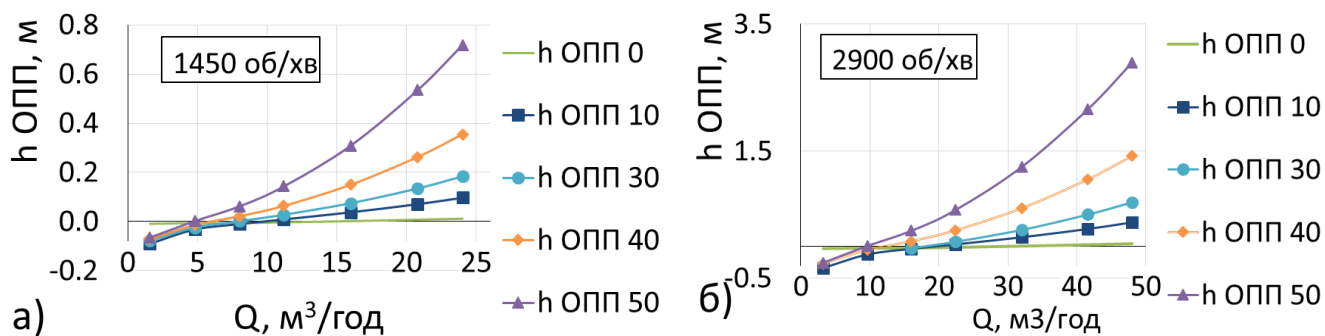


Рисунок Е.3 – Втрати в ОПП: а)  $n = 1450$  об/хв; б)  $n = 2900$  об/хв

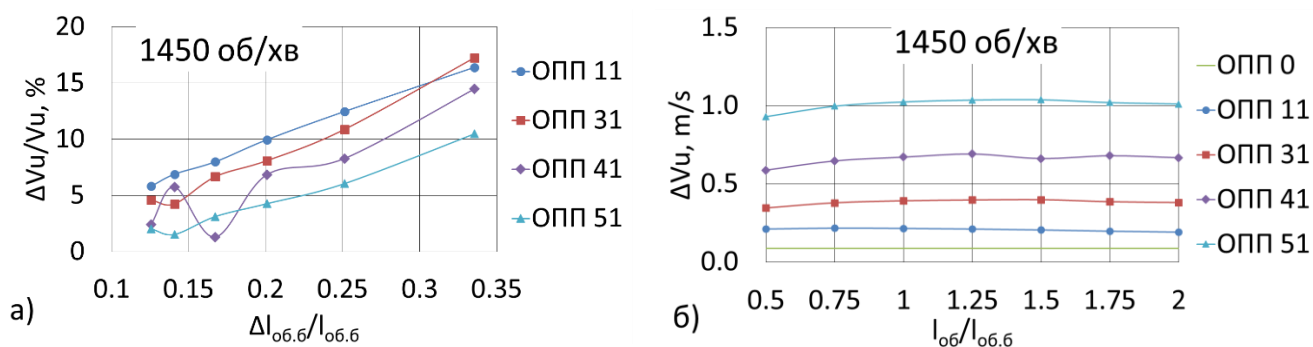


Рисунок Е.4 – Порівняння параметрів ОПП: а) частка приросту колової складової абсолютної швидкості від частки проросту довжини ОПП; б) зміна величини колової складової абсолютної швидкості в дифузори

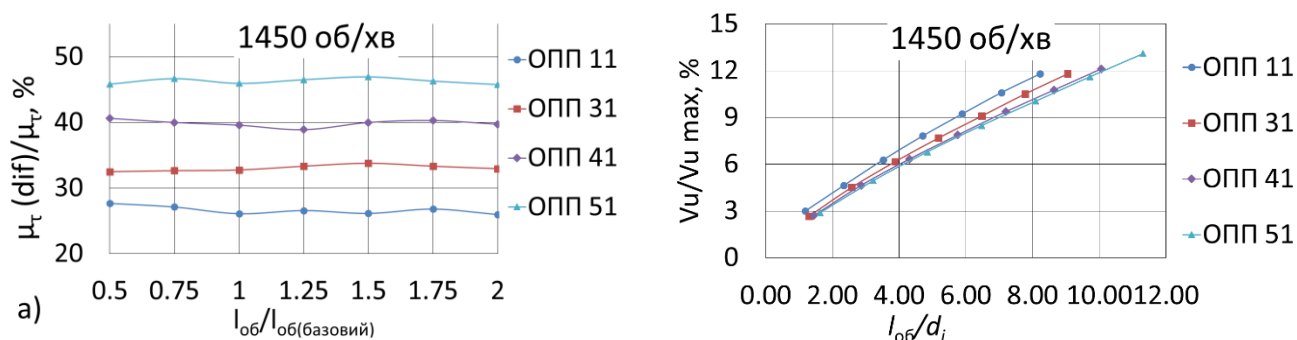


Рисунок Е.5 – Порівняння параметрів ОПП: а) частка зростання коефіцієнту моменту швидкості ( $\mu_t$ ) в дифузори; б) ефективність передачі колової складової від стінок прямолинійної ділянки ОПП

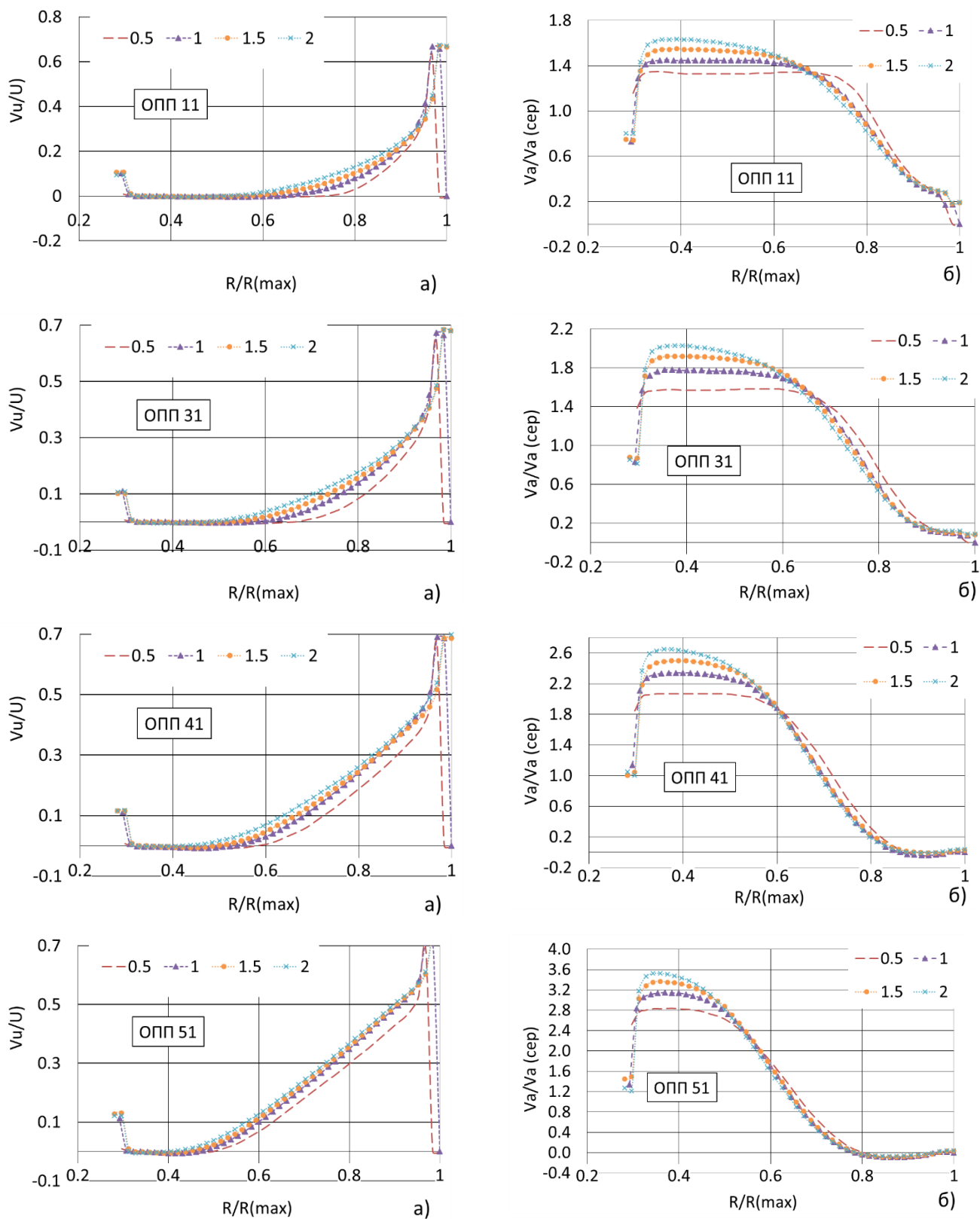


Рисунок Е.6 – Вплив довжини ОПІ на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК ( $n = 1450 \text{об/хв}$ )

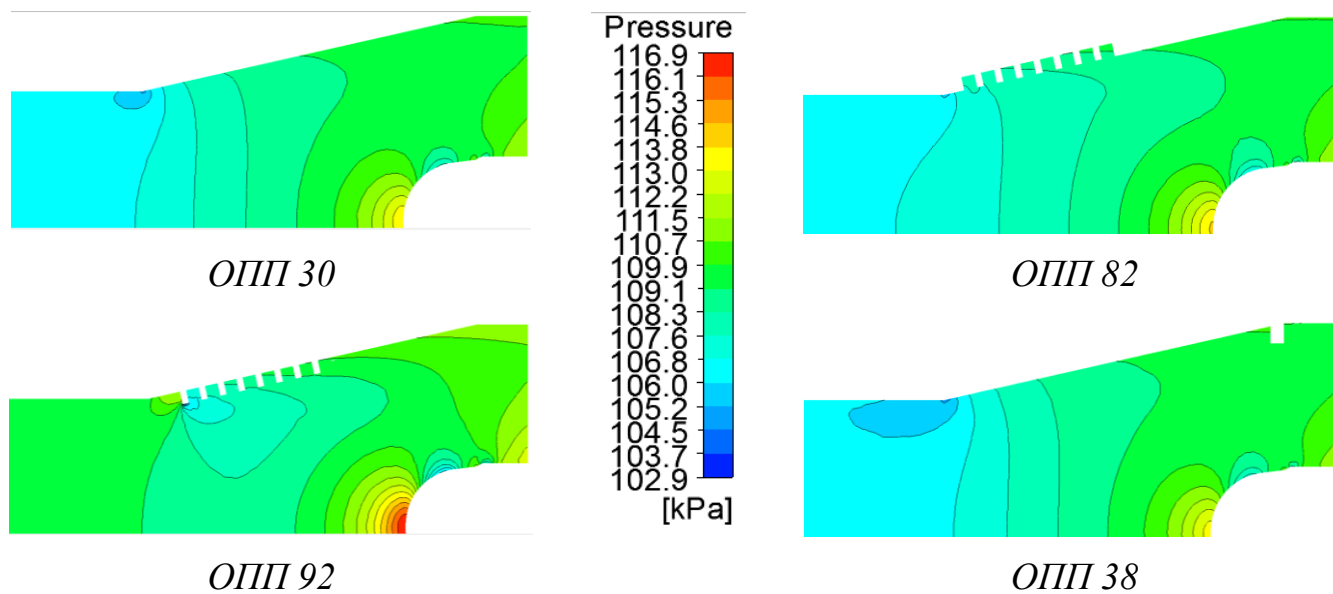


Рисунок Е.7 – Розподіл тиску в повздовжньому перетині ОПП за  $Q_{nom}$

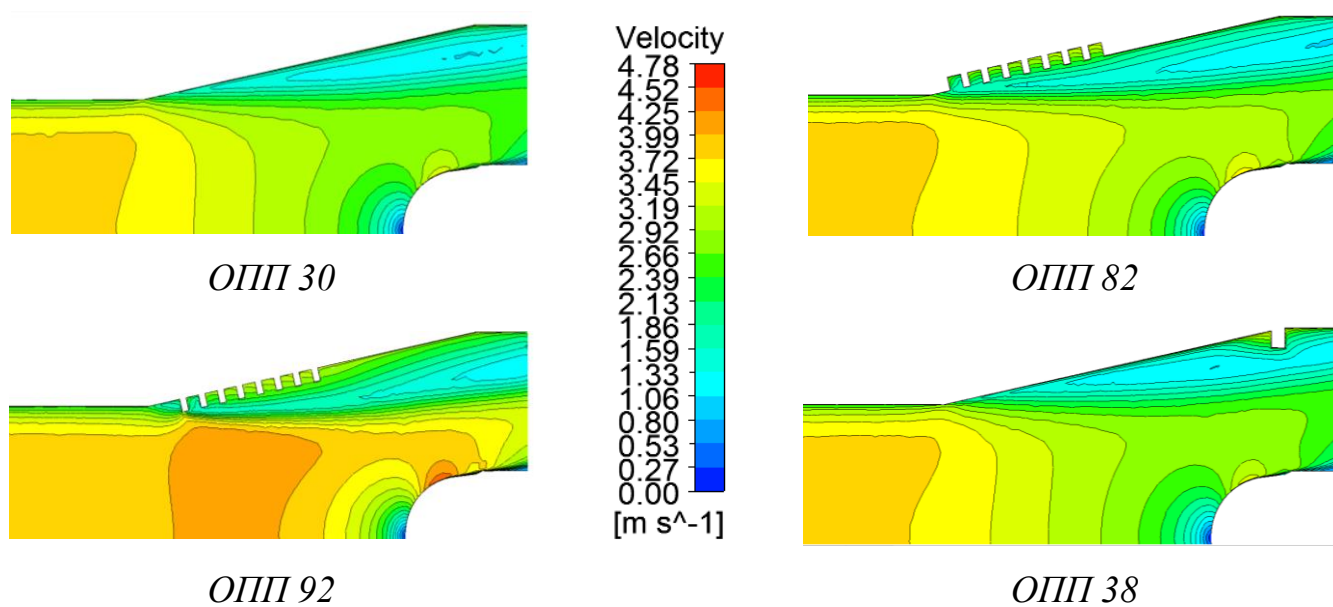


Рисунок Е.8 – Розподіл швидкості в повздовжньому перетині ОПП за  $Q_{nom}$

Таблиця Е.1 – Порівняння характеристик насосів з ребрами або канавками на стінках ОПП  $n = 1450$  об/хв (представлено частина результатів, порівняння яких є більш наглядним)

ОПП	Тип	Кількість	Висота, мм	Ширина, мм	Ділянка ОПП	Форма траєкторії	Н, м	ККД, %	$\Delta H$ , %	$\Delta KКД$ , %
30	–	–	–	–	–	–	9,7	69,63	–	–
62	Ребра	8	1	3	пряма	гвин.	9,69	69,55	-0,10	-0,08
62	Ребра	8	2	3	пряма	гвин.	9,739	69,96	0,40	0,33
62	Ребра	8	3	3	пряма	гвин.	9,621	68,98	-0,81	-0,66
64	Ребра	4	1	3	пряма	пряма	9,71	69,61	0,07	-0,02
64	Ребра	4	2	3	пряма	пряма	9,70	69,55	-0,03	-0,08
64	Ребра	4	3	3	пряма	пряма	9,68	69,46	-0,21	-0,17
65	Ребра	8	2	3	пряма	пряма	9,69	69,47	-0,10	-0,16
65	Ребра	12	2	3	пряма	пряма	9,68	69,33	-0,23	-0,30
67	Ребра	16	2	3	пряма	пряма	9,65	69,11	-0,47	-0,53
70	Ребра	8	1	3	диф.	гвин.	9,53	66,92	-1,70	-2,71
70	Ребра	8	2	3	диф.	гвин.	9,71	69,87	0,08	0,23
70	Ребра	8	3	3	диф.	гвин.	9,53	66,95	-1,71	-2,69
74	Ребра	2	2	3	диф.	пряма	9,71	69,65	0,13	0,02
71	Ребра	4	2	3	диф.	пряма	9,70	69,55	0,02	-0,09
71	Ребра	4	3	3	диф.	пряма	9,68	69,03	-0,18	-0,60
72	Ребра	8	2	3	диф.	пряма	9,68	69,36	-0,24	-0,27
73	Ребра	12	2	3	диф.	пряма	9,68	69,35	-0,20	-0,28
295	Ребра	16	2	3	диф.	пряма	9,685	69,02	-0,15	-0,62
133	Канав.	8	2	2	диф.	гвин.	9,735	69,83	0,37	0,20
133	Канав.	8	3	3	диф.	гвин.	9,73	69,79	0,30	0,16
133	Канав.	8	2	4	диф.	гвин.	9,72	69,77	0,25	0,13
133	Канав.	8	2	5	диф.	гвин.	9,73	69,78	0,27	0,14
133	Канав.	8	2	6	диф.	гвин.	9,73	69,78	0,28	0,14
133	Канав.	8	2	7	диф.	гвин.	9,73	69,76	0,26	0,13
253	Канав.	8	2	2	диф.	пряма	9,725	69,75	0,26	0,11
254	Канав.	12	2	2	диф.	пряма	9,72	69,72	0,21	0,08

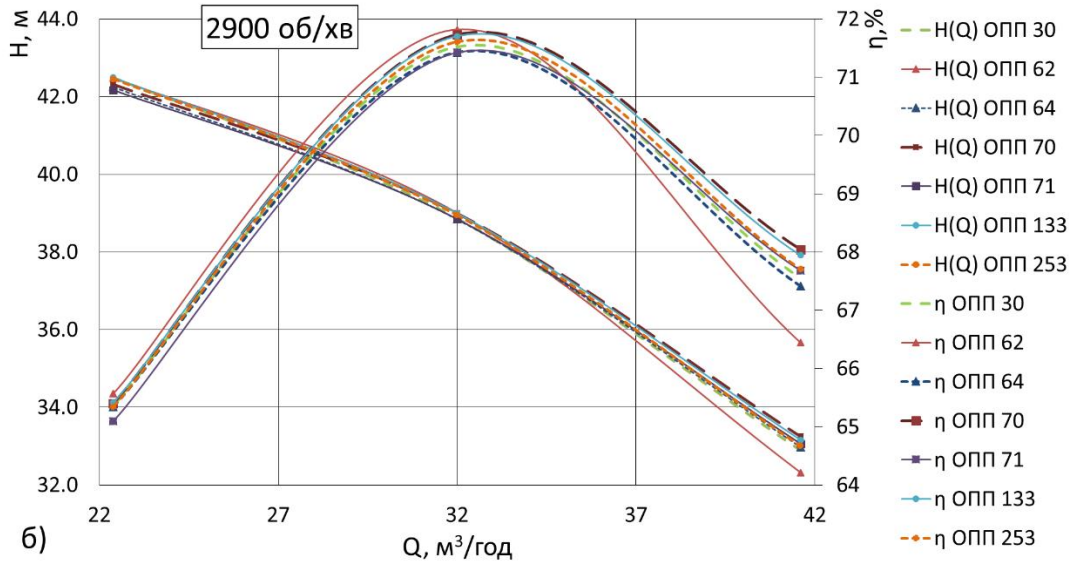


Рисунок Е.9 – Характеристики насоса з ОПП, які мають негладкі стінки ( $n = 2900$  об/хв)

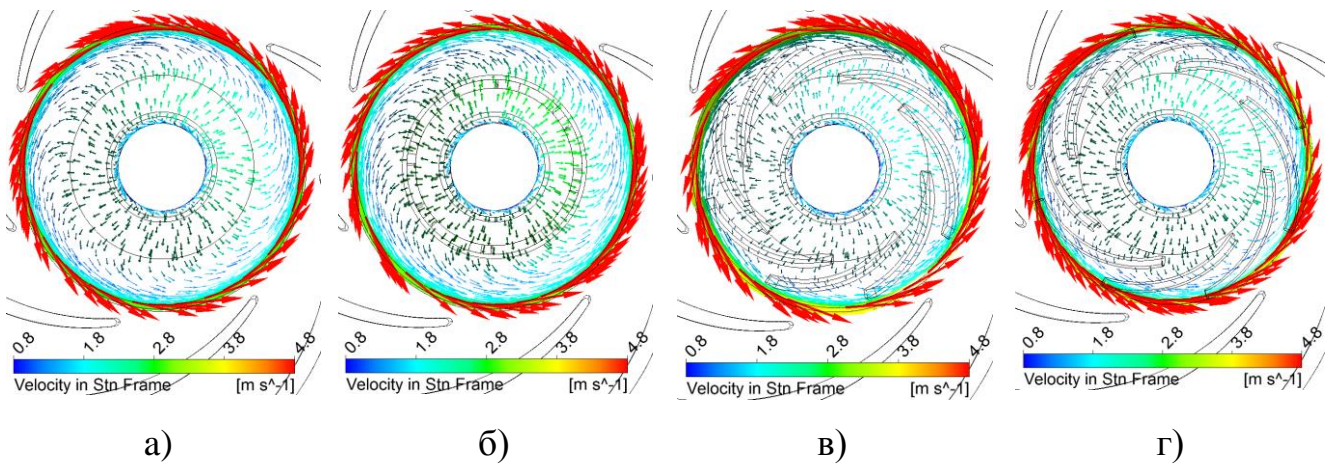


Рисунок Е. 10 – Розподіл векторів абсолютної швидкості в поперечному перетині ОПП за  $Q_{nom}$  ( $n = 1450$  об/хв): а) ОПП 30; б) ОПП 62; в) ОПП 70; г) ОПП 133 [30]

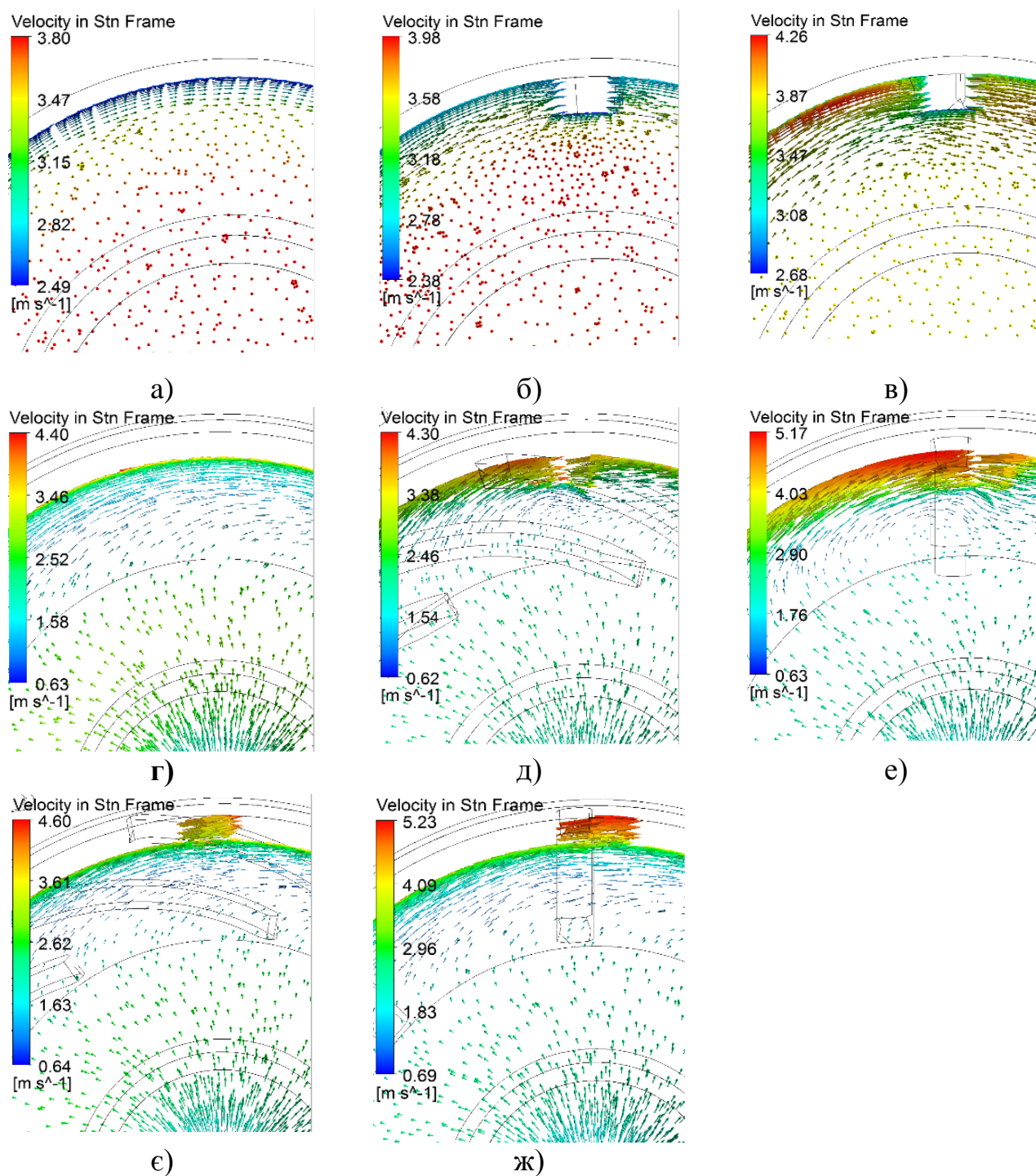


Рисунок Е.11 – Структура течії навколо ребер та канавок за  $Q_{nom}$ :  
 прямолінійна ділянка: а) ОПП30; б) ОПП 62; в) ОПП 64;  
 дифузор: г) ОПП30; д) ОПП 70; е) ОПП 71; є) ОПП 133; ж) ОПП 253 [30]



## ДОДАТОК Ж

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи у виробництво  
та навчальний процес

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Сумського державного університету

к.т.н. Карпуша В.Д.

«    » \_\_\_\_\_ 2019 р.

АКТ

«27» серпня 2019 р.

м. Суми

про впровадження  
результатів дисертаційної роботи  
Молошного О.М. в навчальний процес

Складено комісією у складі:

Голова комісії – декан факультету ТеСЕТ, доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, проф. О.Г. Гусак;  
– завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки, д.т.н. проф. І.О. Ковальов;  
– доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, к.т.н. Е.В. Колісніченко.

Встановлено, що в процесі підготовки дисертаційної роботи здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки Молошного О.М. на тему «Вплив конструкції підвідного пристрою герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на його робочий процес та характеристики» (науковий керівник – д.т.н., доц. Сотник М.І.) в навчальний процес впроваджено наступне:

- Результати досліджень використовуються викладачами кафедри при викладанні для студентів спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоагрегати» курсів «Розрахунок та проектування насосів», «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» та «Теорія турбомашин»;
- Розроблені здобувачем рекомендації щодо вибору параметрів підвідного пристрою моноблочного насоса використовується студентами спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоагрегати» при підготовці курсових та випускних робіт.

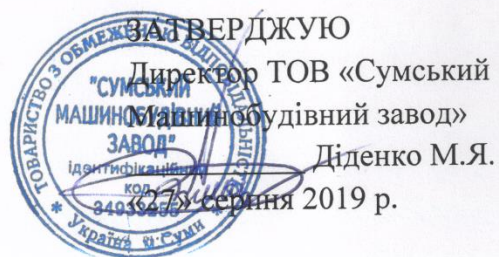
Голова комісії

О.Г. Гусак

Члени комісії

І.О. Ковальов

Е.В. Колісніченко



### АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи  
 здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки  
 Сумського державного університету  
**Молошного Олександра Миколайовича**

Даним актом засвідчується, що розроблені в результаті виконання дисертаційної роботи Молошного О.М. науково-методичні рекомендації щодо проектування підвідних пристроїв відцентрових насосів прийняті до уваги та будуть використані при проектуванні та модернізації насосів, що виробляються ТОВ «Сумський машинобудівний завод».

Заст. директора з комерційної питань

Ю.М. Мірський



## ДОДАТОК И

### Список опублікованих праць за темою дисертації

#### *Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати*

21. Moloshnyi O. Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity Distribution at Impeller Inlet / O. Moloshnyi, M. Sotnyk and S. Lugova // Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. – 2018. – Vol. 62(3). – P. 179-186.

22. Moloshnyi O. Cavitation in centrifugal pump with rotating walls of axial inlet device/ O Moloshnyi, M Sotnyk // IOP Materials Science and Engineering. – 2017. – Vol. 233. – P. 1-8.

23. Молошний О.М. Кавітаційні процеси у підвідному обертовому осьовому пристрої та робочому колесі відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 61. – С. 154-161.

24. Молошний О.М. Вплив геометричних розмірів підвідного пристрою на робочий процес насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – 3(61). – С. 19-29.

25. Молошний О.М. Вплив негладких стінок обертового осьового підвідного пристрою на робочий процес відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 64. – С. 119-127.

26. Moloshnyi O.M. Influence of an inlet rotating axial device on the cavitation processes in a low specific speed centrifugal pump / Moloshnyi O.M., Shulc P., Sotnyk M.I. // Журнал інженерних наук. – 2019. – Vol. 6(1). – P. E25-E32.

#### *Наукові праці апробаційного характеру*

27. Молошний О.М. Технічні вимоги до герметичного моноблочного безвального відцентрового насосного агрегата / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 14–17 квітня 2015 р. / Редкол.: О Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2015. – Ч.2. – С. 62.

28. Молошний О.М. Огляд конструкцій відцентрових герметичних насосів / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVI

Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, Суми, 15 – 17 жовтня 2015 р. – Вінниця: Глобус-Прес, 2015. – С. 86.

29. Молошний О.М. Аналіз ризиків та переваг застосування герметичних насосів з трансформатор-асинхронним приводом / О.М. Молошний, М.І. Сотник, В.В. Москаленко // II міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Ресурсозбереження та енергоефективність інженерної інфраструктури урбанізованих територій та промислових підприємств», м. Харків, ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2 – 27 лютого 2016 р. – С. 29-30.

30. Молошний О.М. Вплив ексцентриситету ротора на магнітне притягання в приводі герметичного електронасоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 144.

31. Молошний О.М. Залежність гідродинамічної сили від ексцентриситету розташування ротора в герметичному електронасосі / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XXI міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Київ, 24-27 травня 2016 р., 2016 – С.166.

32. Молошний О.М. Комп'ютерне моделювання підводу герметичного моноблочного насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, м. Харків, 19–20 жовтня 2016 р. УкрДУЗТ. - Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 57.

33. Молошний О.М. Результати енергетичних випробувань герметичного моноблочного електронасоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 48.

34. Молошний О.М. Залежність структури течії на вході в робоче колесо насоса від обертання стінок підвідного пристрою / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-

технічної конференції, Черкаси-Київ, 23–26 травня 2017 р. – Київ: 2017. – С. 137–138.

35. Молошний О.М. Кавітаційні процеси в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками / О.М. Молошний, М.І. Сотник, С.В. Сапожніков // Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Вінниця, 4-5 жовтня 2017 р.: ВНТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С.34.

36. Молошний О.М. Вплив величини шорсткості поверхні осьового підвідного пристрою на кавітаційні характеристики насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2018 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С.274.

37. Молошний О.М. Вибір оптимального прохідного діаметру осьового підвідного пристрою насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р. НЛТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2018. – С. 40.

38. Молошний О.М. Вплив ребер та канавок розміщених на стінках осьового Підвідного пристрою на кавітаційні властивості насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма VI Всеукраїнської науково-технічної конференції, м. Суми, 16–19 квітня 2019 р. / редкол.: О. Г. Гусак, І. В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – С.293.

#### ***Праці, які додатково відображають наукові результати***

39. Пат. 111380 U Україна, МПК F04D 13/06, F04D 7/02 (2006.01). Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом / М.І. Сотник, О.М. Молошний, А.К.Чорноброва, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201604495; заявл. 22.04.2016; опубл. 10.11.2016, бюл. №21.

Пат. 119479 U Україна, F04D 7/02, МПК F04D 13/06 (2006.01). Герметичний мотор-насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою / М.І. Сотник, О.М. Молошний, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201703589; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. №18