

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Позовний Олександр Олександрович

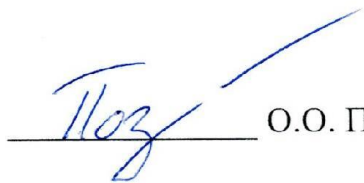
УДК 621.67-762

ДИСЕРТАЦІЯ

**ВПЛИВ БАГАТОШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ НА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ
ТА ВІБРОНАДІЙНІСТЬ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ**

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

Подається на здобуття ступеня доктор філософії. Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


О.О. Позовний

Науковий керівник – Загорулько Андрій Васильович,
кандидат технічних наук, доцент

Суми – 2021

АНОТАЦІЯ

Позовний О.О. **Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. – Сумський державний університет, Міністерство освіти і науки України, Суми, 2021.

Дисертаційна робота присвячена розробленню методики розрахунку та вдосконаленню геометрії багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів. Наукове обґрунтування та опрацювання методики визначення статичних і динамічних силових характеристик та уточнений розрахунок величини витоків в багатошпаринних ущільненнях дають змогу покращити вже існуючі конструкції та підвищити енергоефективність при забезпеченні допустимо низького рівню вібрацій роторів відцентрових насосів.

На основі аналізу літературних джерел встановлено можливість підвищення загального коефіцієнту корисної дії (К.К.Д.) відцентрових насосів за рахунок зменшення об'ємних втрат на передніх та міжступеневих шпаринних ущільненнях при великих значеннях перепадів тиску та швидкостях обертання роторів. Це можливо за рахунок використання багатошпаринних ущільнень. Конструкції таких ущільнень створюється послідовно розміщеними дроселями, з'єднаними між собою камерами, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Відповідно зменшується виток через ущільнення. З літератури стає зрозумілим, що в таких ущільненнях, як і у звичайних одношпаринних, не тільки обмежуються втрати, а й внаслідок високих значень перепадів тиску виникають радіальні сили, які впливають на динамічні характеристики роторів відцентрових насосів, тобто вони виконують функції гідродинамічних опор і можуть, як стабілізувати ротор, так і викликати втрату його динамічної стійкості.

Для визначення розподілу тиску в короткому кільцевому каналі з відповідними граничними умовами прийнято рівняння течії в'язкої нестисливої

рідини (рівняння Рейнольдса). Отримані аналітичні залежності для розрахунку радіальних сил, що виникають в кільцевих дроселях двохшпаринних і трьохшпаринних ущільнень, зумовлені радіальним зміщення вала та перекосом осей ротора та статора. Проведена оцінка впливу конусності щілин на силові коефіцієнти багатошпаринного ущільнення. Розглядаються сили, зумовлені осьовим перепадом тиску F_p і потоком витіснення: дисипативна сила F_d і циркуляційна сила F_c , які можуть привести до втрати стійкості, яка супроводжується автоколиваннями ротора з великою амплітудою. Інерційні сили (гіроскопічна і сила інерції), зважаючи на їх відносно малі значення, не враховуються. Отримані аналітичні залежності для визначення амплітуди та фази вимушених радіальних коливань вала, а також визначення умови його стійкості. Також розглянуті вільні коливання ротора в багатошпаринному ущільненні та отримані частоти власних коливань системи ротор-ущільнення з врахуванням демпфірування в залежності від частоти обертання при різних значеннях ущільнювального тиску.

Виконано порівняння величин динамічних коефіцієнтів та витоків двох- та трьохшпаринних ущільнень з одношпаринним ущільненням при умові використання достатньо великих камер, яке демонструє суттєві переваги багатошпаринних ущільнень. Так, наприклад, трьохшпаринне ущільнення з однаковим радіальним зазором всіх шпарин ущільнення має у середньому на 48,5 % більші динамічні коефіцієнти, та на 41,2 % менші витоки, а подібне двохшпаринне ущільнення має на 15 % більшу пряму жорсткість та на 9,1 % більше пряме демпфірування та на 20,6 % менші витоки.

Для проведення експериментальних досліджень на базі проблемної лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського виконана модернізація існуючої експериментальної установки для досліджень одношпаринних ущільнень. Установка забезпечує подачу ущільнювального тиску від 0 до 1 МПа, при умові

достатнього гасіння його пульсацій, при величині витоків до 1,2 л/с та частоті обертання вала - 8000 об/хв.

Виконувались експериментальні дослідження трьохшпариного ущільнення двох варіантів конструкцій: з однаковими радіальними зазорами на кожній шпарині і з вдвічі збільшеним радіальним зазором на другій шпарині при двох осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм. Для визначення впливу радіальної та тангенціальної сил, окремо проведені дослідження як з не обертовим, так і з обертовим валом.

В експериментальних дослідженнях з не обертовим валом проведено вимірювання розподілу тиску по довжині першої шпарини та в з'єднувальній камері на виході з неї у двох протилежних радіальних положеннях вала – у місці з мінімальним та максимальним радіальним зазором; та сумарних витоків з ущільнення в залежності від радіального зміщення вала (ексцентриситету) в діапазоні 0,04-0,16 мм при різній величині ущільнювального тиску 1,25; 2,5; 5; 7,5, 10 атм. Отримані результати по розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини показали, що перший варіант конструкції трьохшпаринного ущільнення має децентруючу радіальну гідростатичну силу, яка підвищується зі збільшенням радіального зміщення валу та зменшується при збільшенні осьового розміру з'єднувальних камер. У другому варіанті конструкції радіальна гідростатична сила на першій шпарині у більшості випадків має центруючу дію, та сумарна гідростатична радіальна сила збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала і осьового розміру з'єднувальних камер. Величина витоків дещо зменшується з радіальним зміщенням валу для першого варіанту конструкції, але має суттєво більшу величину і майже не змінюється як від радіального зміщення, так від збільшення осьового розміру камер. Порівняння величини витоків отриманих за допомогою аналітичних залежностей з експериментальними даними для конструкцій трьохшпаринних ущільнень дало максимальну похибку 3,3 %, що підтверджує достатню адекватність обраної теоретичної моделі. Помічено, що під час експериментальних досліджень в першому варіанті конструкції при

осьовому розмірі з'єднувальних камер 3 мм при відсутності власного обертання спостерігався прецесійний рух вала, траєкторія якого відстежувалась на екрані осцилографа.

В експериментальних дослідженнях з обертальним валом отримані амплітудно-частотні характеристики (АЧХ), траєкторії руху та значення витоків в залежності від частоти обертання вала при різних значеннях ущільнювального тиску. Визначено, що у більшій частині досліджуваного діапазону параметрів, загальне число Рейнольдса у трьохшпаринному ущільненні відповідає турбулентному режиму течії. Аналіз АЧХ показав, що у другому варіанті конструкції ущільнення з удвоєним радіальним зазором другої шпарини та збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер при збільшенні ущільнювального тиску суттєво збільшуються значення критичних швидкостей. В першому варіанті конструкції зі зменшеним осьовим розміром з'єднувальної камери тенденція є зворотною. Для обох варіантів конструкцій зі збільшенням ущільнювального тиску дещо збільшуються критичні амплітуди коливань. При чому, у другому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення максимальна критична амплітуда коливань на 36 % менша. Аналіз траєкторій руху стінки вала підтверджує той факт, що найменшу величину амплітуди коливань має другий варіант конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Також підтверджено, що як і у традиційних шпаринних ущільненнях, виток зменшується зі збільшенням частоти обертання вала.

Порівняння експериментально отриманих амплітудно-частотних характеристик(АЧХ) з АЧХ отриманими за аналітичними залежностями, показало краще їх співпадіння для другого варіанту конструкції зі збільшеними з'єднувальними камерами. Так максимальна відносна похибка дорівнювала 15 %. Це пояснюється тим, що в аналітичних розрахунках не враховується рух рідини в циліндричних каналах з'єднувальних камер.

Для дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах багатошпаринного ущільнення використовувався програмний комплекс ANSYS

CFX, в якому за допомогою метода скінченних об'ємів елементів розв'язувалися рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом, які замикались к-ε моделлю турбулентності. Розглядалась ізотермічна течія рідини (води). Точність використання вищенаведеної моделі турбулентності підтверджується наявними в літературі результатами розрахунків шпаринних ущільнень.

Проведені розрахункові дослідження трьохшпаринних та двохшпаринних ущільнень в стаціонарній та нестаціонарній постановках. Отримані поля швидкостей, розподіли тиску та значення витоків.

В стаціонарній постановці розглядалось радіальне зміщення вала без урахування його власного обертання. Порівняння отриманих розподілів гідростатичного тиску з результатами експериментальних досліджень показало, що максимальна похибка між результатами розрахунків та експериментів для конструкцій трьохшпаринного ущільнення склала 12,4 %, а максимальна відносна різниця за величиною витоків склала 15% при максимальному значенні величини радіального зміщення вала. Виникнення в експериментальних дослідженнях прецесії вала без його власного обертання в першому варіанті конструкції пояснюється результатами розрахункових досліджень. Так, радіальні коливання вала вздовж вертикальної осі, які викликані децентруючою силою в цьому напрямку, при мінімальному випадковому стаціонарному зміщенні вала в горизонтальному напрямку, можуть викликати додаткові радіальні коливання в цьому напрямку. Це пов'язано з виникненням негативного демпфірування в першому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення.

В нестаціонарній постановці розглядався рух вала за циліндричною траєкторію при прямій синхронній прецесії. Величина ексцентриситету дорівнювала 10 % від величини зазора. За відомими аналітичними залежностями, за величинами радіальних та тангенціальних сил, отриманими в розрахункових дослідженнях, оцінювались динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування багатшпаринних ущільнень.

Нестаціонарний аналіз динаміки валу в трьохшпаринному ущільненні показав, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Основні динамічні коефіцієнти – прямі жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише збільшує стабілізуючу дію сил на вал в цьому варіанті конструкції ущільнення. Що також підтверджується результатами експериментальних досліджень.

Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками, які встановлюються на стаціонарних та роторних елементах з'єднувальних камер, не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість має негативну величину для цих конструкцій ущільнень. Присутність гальм та лопаток не зменшує, а навпаки збільшує перехресну жорсткість в конструкції трьохшпаринного ущільнення.

Виконані розрахункові дослідження турбулентної течії нестисливої рідини для трьох варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення: базової конструкції (змінювався лише осьовий розмір з'єднувальної камери), конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі та конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі з'єднувальної камери. Розрахункові дослідження в стаціонарній і нестаціонарній постановках показали більшу ефективність другого варіанту конструкції, який має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили і змінення напрямлення сили відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери, та відповідно має найбільші значення прямої жорсткості та демпфірування.

В результаті проведених розрахункових досліджень видані практичні рекомендації по величині осьового розміру і конструкції з'єднувальної камери та проаналізовано вплив з'єднувальної камери на гідродинамічні сили, які виникають в циліндричних зазорах двохшпаринних ущільнень.

Достовірність отриманих наукових положень і результатів забезпечується: достатнім узгодженням розрахункових та експериментальних даних; використанням методів і засобів вимірювання, що забезпечують допустиму похибку експериментального визначення основних величин.

Ключові слова: багатошпаринне ущільнення, гідродинамічні сили, витоки, відцентровий насос, числовий експеримент, опора-ущільнення, радіальні сили, вібрація, математична модель, частотні характеристики.

ABSTRACT

Pozovnyi O.O. **Influence of multi-annular seals on tightness and vibration reliability of centrifugal pumps.**

The thesis submitted for the degree Doctor of Philosophy, specialty 133 "Branch Engineering". – Sumy State University, Ministry of Education and Science, Sumy, 2021.

The thesis is devoted to the development of calculation methods and improvement of the geometry of multi-annular seals of centrifugal pumps. Scientific substantiation and elaboration of the method of determining static and dynamic forces characteristics and refined calculation of leakage in multi-clearance seals allow to improve existing structures and increase energy efficiency while ensuring a low level of vibration of centrifugal pump rotors.

Based on the analysis of literature sources, the possibility of increasing the total efficiency of centrifugal pumps by reducing the volume losses on the front and interstage annular seals, with large values of pressure drops and rotational speeds. This is possible through the use of multi-clearance seals. Sequentially placed throttles connected by chambers creates the design of such seals, the coefficient of hydraulic losses is approximately equal to the sum of the coefficients of loss of all throttle. Accordingly, leakage through seals is reduced. From the literature, it is clear that in such seals, as in conventional single-clearance, not only limited losses but also due to high values of pressure drops radial forces that affect the dynamic characteristics of

the rotors of centrifugal pumps, i.e. they perform hydrodynamic support and can both to stabilize the rotor and to cause the loss of its dynamic stability.

The flow equation of a viscous incompressible fluid (Reynolds equation) determines the pressure distribution in a short annular channel with corresponding boundary conditions. Analytical dependences for calculating radial forces arising in the ring chokes of two-annular and three-annular seals due to the radial displacement of the shaft and the skew of the axes of the rotor and stator are obtained. The influence of the conicity of the slits on the force coefficients of the multi-annular seals is estimated. The forces due to the axial pressure drop F_p and the displacement flow are considered: dissipative force F_d and circulating force F_c , which can lead to loss of stability, accompanied by self-oscillations of the rotor with a large amplitude. Inertial forces (gyroscopic and inertial forces), due to their relatively small values, are not taken into account. Analytical dependences for the determination of amplitude and phase of forced radial oscillations of a shaft and the definition of its stability condition are received. The free oscillations of the rotor in the multi-annular seal are also considered, and the natural frequencies of the rotor-seal system are obtained, taking into account damping depending on the rotational frequency at different values of the sealing pressure.

Comparing the values of dynamic coefficients and leakage of two- and three-annular seals with a one-clearance seal under the condition of using sufficiently large chambers demonstrates the significant advantages of multi-annular seals. For example, a three-clearance seal with the same radial clearance has an average of 48.5% higher dynamic coefficients and 41.2% fewer leakages. A similar two-clearance seal has 15% greater direct stiffness and 9.1 % more direct damping, and 20.6% fewer leaks.

To conduct experimental research on the basis of the problem laboratory of hermomechanics and vibrodiagnostics of the Department of Computer Mechanics named after Volodymyr Martynkovskyy, the modernization of the existing experimental installation for the study of single-well seals was performed. The unit

provides the supply of sealing pressure from 0 to 1 MPa, provided sufficient suppression of its pulsations, with the value of leaks up to 1.2 l/s and shaft speed - 8000 rpm.

Experimental studies of three-annular seals of two design variants were performed: with the same radial clearance on each hole and twice the radial clearance on the second hole with two axial sizes of connecting chambers - 1 and 3 mm. To determine the influence of radial and tangential forces, separate studies with both non-rotating and rotating shafts were conducted.

In experimental studies with a non-rotating shaft, the pressure distribution was measured along the length of the first clearance and in the connecting chamber at its outlet in two opposite radial positions of the shaft - in the place with the minimum and maximum radial clearance; and total leaks from the seal depending on the radial displacement of the shaft in the range of 0.04-0.16 mm (eccentricity) at different values of the sealing pressure of 1.25; 2.5; 5; 7.5, 10 atm. The obtained results on the distribution of hydrostatic pressure along the length of the first clearance showed that the first design of the three-clearance seal has a decentralized radial hydrostatic force, which increases with increasing radial displacement of the shaft and decreases with increasing axial size of connecting chambers. In the second variant, the radial hydrostatic force on the first clearance has a centering effect in most cases. The total hydrostatic radial force increases with increasing radial displacement of the shaft and the axial size of the connecting chambers. The magnitude of the leaks decreases slightly with the radial displacement of the shaft for the first design variant but has a significantly larger value and does not change almost from the radial displacement and increase in the axial size of the chambers. Comparison of the magnitude of leaks obtained with the help of analytical dependences with experimental data for the construction of three-annular seals gave a maximum error of 3.3%, which confirms the sufficient adequacy of the chosen theoretical model. It was noticed that during experimental studies in the first version of the design, with an axial size of the connecting chambers of 3 mm in the absence of its own rotation, precession movement of the shaft was observed on the oscilloscope screen.

In experimental studies with a rotating shaft, amplitude-frequency characteristics (frequency response), trajectories and values of leaks depending on the frequency of rotation of the shaft at different values of sealing pressure were obtained. It is determined that in most of the studied range of parameters, the total Reynolds number in the three-annular seal corresponds to the turbulent flow regime. The frequency response analysis showed that in the second variant of the seal design with a double radial clearance of the second annular and an increased axial size of the connecting chambers, the values of critical velocities increase significantly with increasing sealing pressure. The trend is reversed in the first version of the design with the reduced axial size of the connecting chamber. The critical oscillation amplitudes increase slightly as the sealing pressure increases for both designs. Moreover, in the second variant of the three-annular seal design, the maximum critical amplitude of oscillations is 36% smaller. The analysis of the shaft wall trajectories confirms that the second value of the seal design with the increased axial size of the connecting chambers has the smallest value of the oscillation amplitude. It is also confirmed that leaks decrease with increasing shaft speed, as in traditional annular seals.

Comparison of the experimentally obtained frequency response with the frequency response obtained by analytical dependences showed a better match for the second design option with enlarged connecting chambers. Thus, the maximum relative error was 15%. This is because the analytical calculations do not consider fluid movement in the cylindrical channels of the connecting chambers.

The ANSYS CFX software package was used to study fluid flow in cylindrical multi-annular sealing channels. The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were solved using the finite-volume element method, which closed the $k-\varepsilon$ turbulence model. The isothermal flow of liquid (water) was considered. The accuracy of using the above model of turbulence is confirmed by the results of calculations of annular seals available in the literature.

Calculated research of three-annular and two-annular seals in stationary and non-stationary installations is carried out. Velocity fields, pressure distributions and leak values are obtained.

The radial displacement of the shaft without taking into account its own rotation was considered in the stationary setting. Comparison of the obtained distributions of hydrostatic pressure with the results of experimental studies showed that the maximum error between the results of calculations and experiments for the structures of the three-annular seal was 12.4%, and the maximum relative difference in the magnitude of the leaks was 15% with the maximum value of the radial displacement of the shaft. Numerical calculations explain the occurrence in experimental research of the precession of a shaft without its own rotation in the first variant of a design. Thus, the radial oscillations of the shaft along the vertical axis, which are caused by the decentralizing force in this direction, with the minimal accidental stationary displacement of the shaft in the horizontal direction, can cause additional radial oscillations in this direction. This is due to the negative damping in this version of the three-annular seal design.

In a non-stationary setting, the precession movement of the shaft along a cylindrical trajectory was considered. The magnitude of the eccentricity was equal to 10% of the magnitude of the gap. According to the known analytical dependences, the values of radial and tangential forces obtained in the calculation studies, the dynamic stiffness and damping coefficients of multi-annular seals were estimated.

Non-stationary analysis of the shaft dynamics in a three-annular seal showed that the maximum total values of the dynamic coefficients have the second design option with an enlarged chamber. The main dynamic coefficients - direct stiffness, damping, and cross-damping have a positive value. The negative value of cross-stiffness only increases the stabilizing effect of forces on the shaft in this version of the seal design. The results of experimental studies also confirm this.

However, attempts to improve the dynamic characteristics of the shaft in three-annular seals by using new designs with brakes and rotating vanes, which are installed on stationary and rotary elements of the connecting chambers, did not give

the expected result. So, the direct stiffness has a negative value for these seal designs. The presence of brakes and blades does not reduce but rather increases the cross-stiffness in the design of the three-annular seal.

Numerical calculations of the turbulent flow of incompressible fluid were performed for three variants of two-annular seal designs: basic design (only the axial size of the connecting chamber changed), design with a radial groove on the outer radius and design with the radial groove on the inner radius of the connecting chamber. Computational studies in stationary and non-stationary settings have shown greater efficiency of the second design variant, which has the largest value of radial hydrostatic centering force and changes in the direction of force occurs at smaller axial dimensions of the connecting chamber and therefore has the highest values of direct stiffness and damping.

As a result, practical recommendations on the axial size and design of the connecting chamber are issued, and the influence of the connecting chamber on the hydrodynamic forces that occur in the cylindrical gaps of two-annular seals is analyzed.

The reliability of the obtained scientific statements and results is ensured by: sufficient coordination of calculated and experimental data, using methods and means of measurement that allow the permissible error of experimental determination of basic values.

Keywords: multi-annular seal, hydrodynamic forces, leakages, centrifugal pump, numerical experiment, support-seals, radial forces, vibration, mathematical model, frequency characteristics.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні результати дисертації:

1. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора. *Журнал інженерних наук*. 2017. Т. 4, № 1. С. 7–12. (0.39 друк. арк.) *Особистий внесок: розробка методики визначення амплітудно фазових частотних характеристик багатошпаринних ущільнень, виконання числового прикладу (0.32 друк. арк.).*
2. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Аналіз динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2019. №2(56), С. 18-22. (0.36 друк. арк.) *Особистий внесок: проведення фізичного та числового експериментів (0.28 друк. арк.).*
3. Pozovnyi O., Zahorulko A., Krmela J., Artyukhov A., Krmelová V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes. *Manufacturing Technology*. 2020. Vol. 20, №3, P. 368-372. (0.39 друк. арк.) *Особистий внесок: розроблення методики проведення експерименту та проведення числового розрахунку (0.22 друк. арк.)*
4. Марцинковський В.А., Тарельник В.Б., Аношевський Б., Марцинковський В.С., Радіонов О.В., Коноплянченко Є.В., Гапонова О.П., Позовний О.О. Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання: монографія. Суми: Сумський державний університет, 2018. 282 с. (0.36 друк. арк.) *Особистий внесок: розроблено математичну модель для визначення динамічних характеристик багатошпаринного ущільнення (0.28 друк. арк.).*
5. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. (2020) Calculation of Hydrostatic Forces of Multi-Gap Seals and Its Dependence on Shaft Displacement. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, Springer International Publishing*, 2020. P. 661–670. (0.37 друк. арк.) *(Особистий внесок: проведено числовий статичний розрахунок радіальної сили в багатошпаринному ущільненні та проведено порівняння з результатами аналітичних розрахунків. (0.2 друк. арк.)*

Наукові праці, які свідчать про апробацію матеріалів дисертації:

6. Позовний О.О. Динамічний розрахунок ротора відцентрового насоса з урахуванням багатопаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій* – Суми: Сумський державний університет, 2017. С.165. (0.04 друк. арк.)

7. Позовний О.О. Аналіз радіальних коливань ротора відцентрового насоса. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2018. С.110. (0.05 друк. арк.)

8. Позовний О.О. Пристрій для експериментальних досліджень багатопаринних ущільнень. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2018. С. 111. (0.04 друк. арк.)

9. Позовний О.О., Слинько Д.Ю. Розрахунок гідродинамічних сил в багатопаринних ущільненнях ротора з урахуванням деформацій стінок. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2019. С.131. (0.5 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено числовий розрахунок методом скінченних об'ємів та скінченних елементів) (0.03 друк. арк.)

10. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Розрахунок характеристик багатопаринних ущільнень ротора відцентрового насоса в залежності від осьового розміру камер. *Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доповідей VI Міжнародної конференції* – Одеса: Одеська державна академія будівництва та архітектури, 2019. С.243. (0.05 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено експериментальні дослідження з урахуванням зміни осьового розміру з'єднувальної камери багатопаринного ущільнення) (0.02 друк. арк.)

11. Позовний О.О., Слинько Д.Ю. Вплив об'єму та геометрії камер багатопаринних ущільнень на вібраційні характеристики відцентрових

насосів. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2020. С.143. (0.04 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено числові розрахунки та порівняння декількох конструкцій багатошпаринних ущільнень) (0.02 друк. арк.)

12. Позовний О.О. Числовий аналіз багатошпаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2021. С.110. (0.06 друк. арк.)

13. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора відцентрового насоса. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції* – Львів: Західний науковий центр НАН України та МОН України, 2018. С.135. (0.1 друк. арк.) (Особистий внесок – аналітичне пояснення напрямлення вектору гідростатичної сили у багатошпаринному ущільненні) (0.05 друк. арк.)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1 ВПЛИВ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ НА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ ТА ДИНАМІКУ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ	26
1.1 Вступ.....	26
1.2 Аналіз гідродинамічних сил та конструкцій шпаринних ущільнень	27
1.2.1 Походження гідростатичної сили.....	27
1.2.2 Гідродинаміка течії та вплив гідродинамічних сил.....	29
1.2.3 Витоки в шпаринних ущільненнях.....	34
1.2.4 Аналіз конструкцій шпаринних ущільнень.....	35
1.3 Методики теоретичного розрахунку	43
1.4 Експериментальні та розрахункові дослідження.....	44
1.5 Висновки та постановка завдань досліджень.....	47
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВИТРАТ ТА ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ У БАГАТОШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕННЯХ.....	50
2.1 Вступ.....	50
2.2 Радіальні гідростатичні сили в багатошпаринних ущільненнях.....	51
2.3 Вимушені коливання ротора в багатошпаринних ущільненнях	56
2.4 Аналіз динамічної стійкості ротора в багатошпаринних ущільненнях.....	59
2.5 Проекції сил в нерухомій системі координат і їх складання.....	62
2.6 Рівняння радіальних коливань одномасового неврівноваженого ротора ...	66
2.7 Аналітична оцінка вібраційних характеристик ротора без ущільнень	69
2.8 Висновки	73
РОЗДІЛ 3 СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРЬОХШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ.....	75
3.1 Експериментальні та розрахункові дослідження при не обертовому валу. 75	
3.1.1 Описання експериментального стенда та методики експеримента.....	76
3.1.2 Розрахункові дослідження при не обертовому валу	84
3.1.3 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень .	86
3.2 Експериментальні та розрахункові дослідження з обертовим валом.....	98
3.2.1 Методика експериментальних досліджень.....	98
3.2.2 Результати експериментальних досліджень.....	101

3.2.3 Порівняння експеримента з результатами, отриманими за аналітичними залежностями.....	109
3.3 Розрахункове визначення гідродинамічних сил та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування	111
3.3.1 Аналіз течії в трьохшпаринному ущільненні.....	111
3.3.2 Ідентифікація динамічних коефіцієнтів.....	115
3.4 Числові дослідження нових конструкцій трьохшпаринних ущільнень	126
3.5 Висновки	135
РОЗДІЛ 4 ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДВОХШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ.....	137
4.1 Визначення радіальної гідростатичної сили в двохшпаринному ущільненні.....	137
4.1.1 Методика розрахунку двохшпаринного ущільнення	137
4.1.2 Аналіз результатів розрахункових досліджень двохшпаринного ущільнення з не обертовим валом.....	140
4.2 Числове визначення динамічних силових факторів та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування двохшпаринних ущільнень	154
4.3 Висновки	159
ВИСНОВКИ.....	162
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	166
ДОДАТКИ	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

b – коефіцієнт, що враховує силу демпфування, Нс/м;

e – ексцентриситет кільцевого каналу, м;

F_p – радіальна сила в кільцевому каналі, обумовлена напірною течією, Н;

F_d – радіальна сила в кільцевому каналі, обумовлена силою потоку витискання, Н;

F_q – радіальна сила в кільцевому каналі, обумовлена інерцією рідини, Н;

f_p – одинична радіальна сила в кільцевому каналі, обумовлена напірною течією, Н/м;

f_d – одинична радіальна сила в кільцевому каналі, обумовлена силою потоку витискання, Н/м;

f_q – одинична радіальна сила в кільцевому каналі, обумовлена інерцією рідини, Н/м;

H – середній зазор в кільцевому каналі, м;

h_i – i -й зазор ущільнення у довільному перерізі шпарини, м;

k_s – коефіцієнт гідростатичної жорсткості, Н/м;

l_i – довжина i -го дроселюючого каналу, м;

m – “приєднана” маса рідини, кг;

μ – динамічний коефіцієнт в’язкості, Па·с;

ρ – густина рідини, кг/м³;

Ω – частота прецесії вала, с⁻¹;

ω – частота обертання ротора, с⁻¹;

P – тиск рідини, Па;

ζ_i – втрати на вході та виході;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

АЧХ – амплітудно-частотна характеристика;

R_i – радіус i -ї шпарини ущільнення, м;

CFD - computational fluid dynamics (обчислювальна гідродинаміка).

ВСТУП

Актуальність теми. Відцентрові насоси використовуються в різних галузях промисловості України. Для них характерна тенденція підвищення робочих параметрів: швидкостей, подач та тисків. Що часто призводить до виникнення проблем, пов'язаних з їх вібронадійністю. Іноді виникають збої в роботі відцентрових насосів, що викликані вібраціями, головною причиною яких є динамічний стан ротора. Безпосередньо динамічні сили, які виникають під час взаємодії ротора зі статором можуть викликати вібрації та навіть привести до руйнування машини. Добре відома взаємодія ротора зі статором в підшипниках та сили реакції, які виникають у кільцевих ущільненнях на робочому колесі.

В якості ущільнень проточних частин відцентрових насосів використовуються ущільнення з кільцевими шпаринами. Гідродинамічні сили, що виникають в зазорах різних конструкцій безконтактних кільцевих ущільнень під дією перепаду тиску і обертання вала значною мірою визначають динамічні характеристики роторів швидкохідних відцентрових машин. Відомо, що динамічний стан ротора може стабілізуватися за рахунок дії гідродинамічних сил, які можуть значно зменшити вібрації. Однак варто пам'ятати про зворотню дію цих сил, які можуть також викликати збільшення вібрацій відцентрової машини.

Зменшення габаритів та збільшення подач в відцентрових насосах можливе за рахунок збільшення швидкостей обертання, однак це в свою чергу може супроводжуватись виникненням автоколивань ротора. В останні роки багато досліджень спрямовані на підвищення загального К.К.Д. відцентрових насосів за рахунок зменшення витоків через кінцеві та міжступеневі ущільнення при великих значеннях перепадів тисків та швидкостей обертання роторів. У теперішній час це можливо завдяки використанню сучасної обчислювальної техніки та програмних комплексів числового аналізу, які

дозволяють вирішувати багато завдань гідродинаміки проточних частин лопатевих машин, зокрема, відцентрових насосів [83].

Відомо, що одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх або міжступеневих ущільнень робочих коліс багатошпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. По гідравлічним опорам такі ущільнення еквівалентні двом або трьом послідовно розташованим кільцевим дроселям, але при тих же осьових розмірах вони значно зменшують витрати. Проте аналіз існуючих джерел літератури показав, що багатошпаринні ущільнення мають здатність викликати автоколивання ротора з амплітудами порядку величини радіального зазору. Тому, це змушує по-новому підходити до вибору конструкції і до розрахунку багатошпаринних ущільнень, особливо для високооберткових насосів високого тиску. Також можна зробити висновок, що існуючий об'єм інформації по теоретичним та експериментальним даним щодо впливу багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібраційний стан ротора недостатній для визначення їх витратних та динамічних характеристик та розв'язання практичних задач при проектуванні відцентрових насосів.

Таким чином, на підставі проведеного аналізу підтверджена актуальність роботи, яка полягає в створенні методики розрахунку гідродинамічних характеристик багатошпаринних ущільнень точна інформація про які дозволить вирішити завдання отримання необхідних динамічних характеристик гідромашин. А також на основі експериментальних та теоретичних досліджень розробити ряд нових конструкцій ущільнень, які забезпечують зниження витоків та вібрацій роторів відцентрових машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.
Дисертаційна робота виконана на кафедрі комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського, Сумського державного університету, матеріали дисертації увійшли в якості складових частин у два звіти з науково-дослідних робіт: «Підвищення трибологічних характеристик торцевих ущільнень і упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин»

(№0117U002249) та «Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин» (№0120U102004).

Мета та завдання досліджень. Метою роботи є підвищення герметичності та вібронадійності роторів відцентрових насосів шляхом урахування впливу величини циліндричного зазору другої шпарини та геометрії з'єднувальних камер двох- та трьохшпаринних ущільнень.

Для досягнення мети в роботі вирішувалися наступні завдання:

- Аналіз впливу шпаринних ущільнень на герметичність та динаміку роторів відцентрових насосів;
- Розробка методики теоретичного розрахунку статичних та динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень;
- Експериментальні та розрахункові дослідження трьохшпаринних ущільнень з необерттовим валом;
- Експериментальні та розрахункові дослідження динамічних характеристик трьохшпаринних ущільнень з оберттовим валом;
- Розрахункові дослідження витратних, силових та динамічних характеристик двохшпаринних ущільнень.

Об'єкт дослідження. Гідродинамічні процеси в циліндричних зазорах двох- та трьохшпаринних ущільнень.

Предмет дослідження. Статичні та динамічні характеристики двох- та трьохшпаринних ущільнень.

Методи дослідження. Аналітичні методи розрахунку статичних та динамічних характеристик; метод скінченних елементів об'ємів при розв'язанні задачі течії рідини в циліндричних каналах з урахуванням циліндричної прецесії вала; аналітичні залежності для оцінювання динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування; експериментальні методи для отримання витратних, силових та амплітудно-частотних характеристик.

Новизна наукових результатів та їхнє практичне значення. Отримані наступні основні наукові результати:

- вперше розроблено методику теоретичного аналізу динамічних характеристик вала в багатошпаринних ущільненнях, зокрема, залежності для радіальних гідродинамічних сил, амплітуд і фаз вимушених коливань вала, що дозволить обґрунтовано вибирати геометричні розміри циліндричних зазорів багатошпаринних ущільнень для забезпечення їх високої герметичності та допустимо низького рівня вібрацій роторів відцентрових насосів;

- вперше чисельно та експериментально досліджено гідродинамічні процеси в двох- та трьохшпаринних ущільненнях та отримані статичні, динамічні та витратні характеристики для різних конструкцій таких ущільнень в залежності від величини ущільнювального тиску та частоти обертання вала;

- експериментально виявлено можливий режим автоколивань необертального вала в трьохшпаринному ущільненні та надано пояснення виникнення цього явища на основі розрахункового експерименту;

- вперше за допомогою експериментальних та розрахункових досліджень отримано розподіл гідростатичного тиску по довжині циліндричних зазорів двох- та трьохшпаринного ущільнень в залежності від геометрії та осьового розміру з'єднувальних камер, а також величини радіального зміщення вала; проаналізовано вплив геометрії з'єднувальних камер та зазору другої шпарини на розподіл гідростатичного тиску та швидкостей по довжині та окружності багатошпаринних ущільнень;

- вперше за допомогою розрахункових досліджень, заснованих на розв'язанні рівнянь руху турбулентної течії методом скінчених об'ємів елементів, проаналізовано внесок кожної шпарини на величину гідродинамічних сил в різних конструкціях двох- та трьохшпаринних ущільнень;

- проведено верифікацію розроблених методик теоретичного розрахунку витратних, силових та динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень за допомогою експериментальних досліджень, виконаних в проблемній

лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського Сумського державного університету.

Впровадження наукових результатів. В проблемній лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського виконана модернізація існуючої експериментальної установки для досліджень шпаринних ущільнень, яка використовувалася для вимірювання витоків, розподілу тисків, отримання амплітудно-частотних характеристик та траєкторій руху вала в трьохшпаринних ущільненнях.

Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень, виконаних автором дисертації, впроваджені у вигляді методики розрахунку та рекомендацій по конструюванню багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів в «Науково-дослідному і проектно-конструкторському інституті атомного та енергетичного насособудування» (АТ «ВНДІАЕН», м. Суми), а також у навчальний процес кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського Сумського державного університету при викладанні дисциплін фахового напрямку для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка». Також матеріали дисертації увійшли в якості складових частин у два звіти з науково-дослідних робіт: «Підвищення трибологічних характеристик торцевих ущільнень і упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин» (№0117U002249) та «Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин» (№0120U102004).

Апробація результатів. Отримані результати були представлені та схвалені на таких наукових семінарах і міжнародних наукових конференціях:

- науково-технічна конференція викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій "Сучасні технології у промисловому виробництві" (м. Суми, 2017);

- V Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція "Сучасні технології у промисловому виробництві" (м. Суми, 2018);
- 6-а міжнародна науково-технічна конференція "Проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій" (м. Львів, 2018);
- 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing "Advances in Design, Simulation and Manufacturing II" (м. Луцьк, 2019);
- VI Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція "Сучасні технології у промисловому виробництві" (м. Суми, 2019);
- VI Міжнародна науково-практична конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки" (м. Одеса, 2019);
- VII Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція "Сучасні технології у промисловому виробництві" (м. Суми, 2020);
- VIII Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція "Сучасні технології у промисловому виробництві" (м. Суми, 2021).

Публікації. Матеріали дисертації опубліковані у вигляді 3 статей в періодичних наукових виданнях, одна з яких індексується наукометричною базою даних Scopus; по одному розділу в 2 монографіях, серед яких один з розділів індексується наукометричними базами даних Scopus та WoS, а також у вигляді 8 тезисів на 8 конференціях.

Структура та обсяг. Дисертаційна робота складається з анотації, змісту, переліку умовних позначень, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи становить 181 сторінки тексту. Анотація займає 15 с., зміст – 2 с., вступ – 6 с., основна частина – 140с., Основна частина роботи містить 83 рисунків та 17 таблиць. Список використаних джерел містить 96 найменувань.

РОЗДІЛ 1 ВПЛИВ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ НА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ ТА ДИНАМІКУ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

1.1 Вступ

Сучасні роторні машини (насоси, компресори, турбомашини) характеризуються високими частотами обертання роторів та перепадами тисків робочого середовища. Одним з основних вузлів насосного і компресорного обладнання є ущільнення ротора, що обертається, оскільки саме від роботи ущільнення в цілому залежать ресурс і надійність машини [93]. Конструкції ущільнень проточних частин в таких машинах повинні забезпечувати дві головні умови: герметичність під час високих перепадів тиску та працездатність рухомого з'єднання ротора зі статором при відносних великих швидкостях.

Загально відомо, що для відцентрових насосів характерна стала тенденція до підвищення параметрів: подачі, тиску, і швидкостей, тобто до концентрації все більш високих потужностей в одиничних агрегатах. На практиці доводиться знаходити компроміс між часто суперечливими вимогами до підвищення герметичності та динамічної стійкості ротора відцентрових насосів. Пошук компромісу між цими протилежними вимогами привів до формування двох основних груп ущільнень: контактних та безконтактних.

У контактних ущільненнях герметичність досягається за рахунок усунення зазору між ущільнювальними поверхнями за допомогою ущільнювального елемента. До контактних ущільнень відносяться різні види механічних торцевих ущільнень, манжетних ущільнень, сальників та інші. Принцип роботи безконтактних ущільнень заснований на підтриманні гарантованого зазору між ущільнювальними поверхнями. До них належать такі види ущільнень як: шпаринні, лабіринтні, гідростатичні, гідродинамічні та інші. Безконтактні ущільнення мають постійні витіки при відсутності зношування поверхонь [79]. У якості ущільнень проточних частин

відцентрових насосів в основному використовуються ущільнення з кільцевими шпаринами [8].

1.2 Аналіз гідродинамічних сил та конструкцій шпаринних ущільнень

1.2.1 Походження гідростатичної сили

Вперше про необхідність врахування взаємозв'язку вібраційних характеристик ротора з конструкцією шпаринних ущільнень було зазначено професором О.О. Ломакіним в 1953 році під час доведення параметрів живильних насосів СВП-220-280 до величини тиску 22 МПа з подачею 345 м³/год та з частотою обертання 6000 об/хв [70]. Такі насоси були призначені для живлення парових котлів турбоустановки СВК-150 потужністю 150 МВт з тиском пару 17 МПа та температурою 550° С. Проектування і виготовлення насосів велося на Санкт-Петербурзькому металевому заводі інженером С.М. Етінгером під науковим керівництвом професора О.О. Ломакіна [57,77,71].

Під час першого запуску насосів на Черепетській ГРЕС доводилось зупиняти насос і міняти ротор та ущільнювальні кільця кожні 2-3 години (максимум 600-800 годин). Причиною цієї ситуації був підвищений рівень вібрації. Для усунення даного недоліку проводилось додаткове балансування, центрування, модернізація підшипників та муфт. Проте, перераховані заходи не дали бажаного результату. Згодом вібрацію вдалось усунути шляхом створення стендової установки, яка враховує ефект самоцентрування ротора в шпаринних ущільненнях, а також залежність цього ефекту від двох факторів: конструкції ущільнення та величини перепаду тиску. Професор О.О. Ломакін на основі теоретичного аналізу досліджень, сформулював висновок відносно фізичного трактування походження радіальної гідростатичної центруючої сили в шпаринному ущільненні. Сили в кільцевих ущільненнях на відміну від сил в гідродинамічних підшипниках значно залежать від перепадів тиску в осьовому напрямку ΔP та витоків Q . Ці два фактори спричиняють явище, яке відоме як «ефект Ломакіна» [70]. Відносно великий перепад тиску ΔP призводить до

прискорення рідини при потраплянні її в ущільнення, що спричиняє місцеві втрати на вході в зазор шпарини. При течії рідини через ущільнення, за рахунок тертя рідини на стінках, відбувається подальше зниження величини тиску [63]. Під час, коли ротор знаходиться в ексцентричному положенні, як показано на рис. 1.1 (ротор позначений пунктирною лінією), утворюються менший радіальний зазор у верхній частині та більший радіальний зазор у нижній частині ущільнення. Зменшення зазору у верхній частині викликає падіння осьового числа Рейнольдса та збільшення тертя на стінках, а збільшення зазору навпаки призводить до збільшення осьової швидкості та зменшення середнього тиску в цій частині зазору, як результат це породжує відновлювальну силу реакції Fr , яка діє у сторону відновлення концентричного положення.

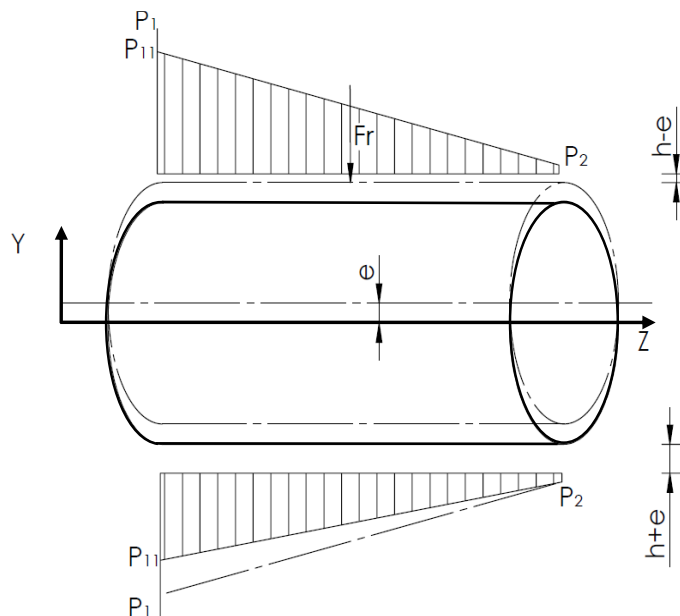


Рисунок 1.1 – Схема виникнення центруючої сили («ефект Ломакіна») h - радіальний зазор між ротором та статором, e - радіальне зміщення вала, P_1 - тиск на вході, P_2 - тиск на виході, P_{1l} – місцева втрата тиску на вході

В роботі [75] детально розглянуті питання пов'язані з втратами на вході та втратами на виході з ущільнення. Останні викликані раптовим розширенням потоку на виході зі шпарини, що несе за собою втрату його швидкості. Серед недостатньо вивчених питань одношпаринних ущільнень є невизначеність

гідравлічних втрат на виході з ущільнення [20] – коефіцієнта відновлення швидкісного напору на виході ζ_{12} . Особливо помітна різниця при порівнянні цих коефіцієнтів в різній літературі, так $\zeta_{12}=0,3$ [83] та $\zeta_{12}=0,05$ [3], а в [20] $\zeta_{12}=0,04$. Наведений коефіцієнт не тільки змінюється, але змінює знак сил, що в свою чергу, може призвести до втрати стійкості ротора. Проблема визначення коефіцієнту відновлення ζ_{12} пов'язана з тим, що експерименти проводились при витіканні рідини в повітряне середовище, але в реальних насосах - витікання відбувається в рідину.

1.2.2 Гідродинаміка течії та вплив гідродинамічних сил

Середовище, яке тече в зазорі ущільнення під дією осьового перепаду тиску та швидкості обертання, створює сили і моменти, що впливають на рух стінок вала [6]. Течія в ущільненні може бути ламінарною, але через великі значення осьового тиску та зменшення в'язкості рідини, потік, як правило, є турбулентним. В відцентрових насосах конструкції шпаринних ущільнень геометрично подібні до конструкцій підшипників ковзання, але при цьому мають більше співвідношення зазору до радіусу $h/R=0,003-0,005$ у порівнянні з підшипниками $h/R=0,001$ [15]. На перший погляд наявність більших зазорів та робочих рідин з низькою в'язкістю, вказують на те, що кільцеві ущільнення будуть діяти як дуже слабкі підшипники. Однак це не так, оскільки течія рідини зазвичай турбулентна, що створює більш високу ефективну в'язкість [9].

Розрахунок гідродинамічних характеристик в дроселях ущільнень заснований на розв'язанні рівнянь Нав'є-Стокса з деякими спрощеннями [20]. Спираючись на ці рівняння можна отримати розподіл тиску в ущільненні та величину витоків в ньому, адже величина падіння тиску в дроселях ущільнень є основою в цих рівняннях. Саме шпаринні ущільнення найчастіше використовуються при високих перепадах тиску та великих частотах обертання ротора, а ці параметри в свою чергу приводять до турбулентного руху рідини, тому існує необхідність у враховуванні сил інерції. Одним із перших дослідників, який проаналізував значний вплив ущільнення на ротородинамічні

характеристики ротора насоса був Блек [5], який зазначав, що для аналізу динамічних характеристик ротора в кільцевому ущільненні необхідно визначити положення ротора та його динамічні коефіцієнти. Положення ротора або величина статичного відносного ексцентриситету визначається, як

$$\varepsilon = \frac{e}{h}, \quad (1.1)$$

де e – відносний ексцентриситет, h – радіальний зазор.

Будь-яке зміщення осі обертання ротора відносно осі корпусу викликає сили впливу рідини на ротор, які в свою чергу збільшують або зменшують зміщення або вібрації ротора [74,8,10]. Шпаринні ущільнення представляють собою повноохватні гібридні малонавантажені опори, що мають суттєвий вплив на вібраційний стан ротора [80]. В таких опорах гідродинамічні сили залежать від частоти обертання ротора та можуть викликати втрату його динамічної стійкості [13]. Задача гідродинаміки ущільнень належить до задачі гідродинамічної теорії змащення [38,47], проте вона має ряд власних особливостей: різноманітність геометрії ущільнень; пружні деформації їх елементів при великих тисках; складний характер течії, зумовлений рухом поверхонь, обмежуючих дроселюючий канал; переважно турбулентні режими течії [79,94]. Проблема ідентифікації параметрів математичних моделей представляє важливий науковий напрям в моделюванні динамічних систем та є надзвичайно актуальною. Саме тому потрібно враховувати науково-теоретичні основи ідентифікації параметрів роторів відцентрових машин. Як відомо з [24] коливання роторів відцентрових силових машин є полігармонічними. Дане явище пов'язане з нелінійною поведінкою ротору при взаємодії зі статором в підшипникових опорах, ущільнювальних системах та проточній частині. Навіть без врахування цих збуджень, при розгляді лише впливу дисбалансів, коливання матимуть синхронну прецесію, асинхронні, суб- та супергармонічні компоненти [45]. Ці компоненти можуть досягати значних величин, що в свою

чергу може призвести до втрати стійкості та руйнування всієї конструкції. Саме тому для визначення критичних частот та відповідних форм коливань доцільно враховувати спектри вимушених коливань. Їх можна отримати, розглядаючи дискретні моделі, засновані на системі нелінійного диференціала. Один із способів розв'язати таку задачу є – оцінка дискретної багатомасової моделі. Така оцінка виконується в декілька етапів по власних частотах та формах коливань, які можна отримати за допомогою скінченно-елементної моделі з метою забезпечення вібростійкості роторних систем відцентрових машин.

Граничні умови для шпаринних ущільнень включають обертання однієї з поверхонь, закріплених на коливальному роторі та можливі осьові і кутові переміщення таких поверхонь [43,61]. Збільшення дифузорності шпаринного ущільнення приводить до зменшення граничної стійкості частоти обертання ротора [90]. Також дуже важливим фактором при розв'язанні даної задачі є врахування гідравлічних втрат на вході та виході з ущільнення для нестискуваної рідини [78]. Додаткові складові тиску та втрат з'являються за рахунок пульсацій тиску на вході та виході з кожного дроселя та зміні швидкостей на вході та виході при малих осьових та кутових коливаннях, а також при ексцентриситеті [7].

Оскільки рівняння течії в'язкого середовища нелінійні, то доводиться обмежуватися або істотно спрощувати початкову математичну модель, зберігаючи вплив основних чинників, що визначають фізичні процеси в даній системі. Їх принцип дії заснований на використанні гідравлічних опорів кільцевих дроселів з відносно малими (0,1...0,4 мм) радіальними зазорами, утвореними за рахунок поверхонь обертового ротора та нерухомого статора. Крім того, шпаринні ущільнення можуть бути частиною конструкцій сучасних ущільнювальних систем, які призначені для забезпечення ротородинамічної стійкості турбомашин [83,2]. Такі ущільнення використовуються при перекачуванні як рідин, так і газів при перепадах тиску до 100 МПа і більше [62]. В таких ущільненнях немає проблем з охолодженням, оскільки тепло, яке виникає в наслідок рідинного тертя в зазорі, ефективно відводиться

неминучими витратами [78]. Робота без помітного нагрівання особливо важлива при герметизації середовищ з низькою температурою кипіння, таких як: рідкий водень, кисень, фтор та інші. При відсутності контакту між стінками зазору величина його збільшується лише в результаті ерозійного зношування, а це процес повільний, якщо ущільнювальне середовище не містить абразивних частинок [79]. Оскільки абразивні частинки можуть призвести до збільшення зазору між поверхнями ущільнення. А збільшення зазору між цими поверхнями може помітно збільшити величину витоків та зменшити центруючу силу в ущільненні.

Для пояснення впливу гідродинамічних сил, які діють у шпаринному ущільненні, наведена схема проєкцій сил, прикладених до центру вала (Рис. 1.2) [78]. Дві протилежно направлені сили - демпфіруюча F_d та циркуляційна F_c викликані обертальною прецесією і впливають на вібраційний стан вала, а саме: циркуляційна сила може викликати втрату динамічної стійкості в той час, як демпфіруюча сила зменшує амплітуди коливань, тобто має стабілізуючу дію.

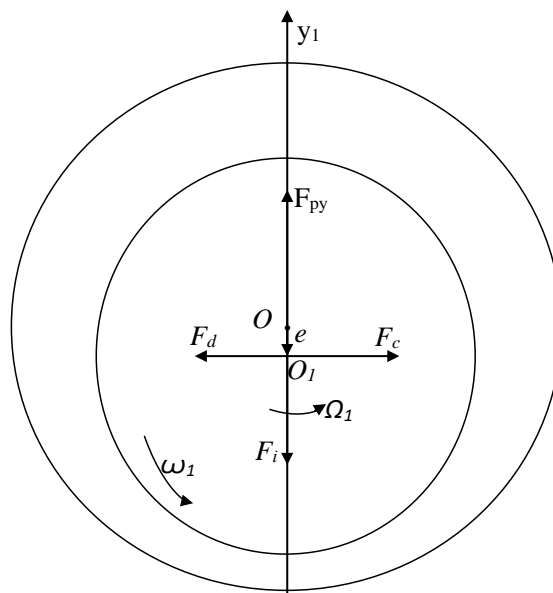


Рисунок 1.2 – Проекції сил, які діють на вал в шпаринному ущільненні [78]

Складова інерційних сил (гіроскопічна і сила інерції) F_i та гідростатична сила F_p виникають в результаті радіальних коливань центра вала і впливають на його згинальну жорсткість.

Вперше математична модель для оцінки ротородинамічних коефіцієнтів шпаринних ущільнень з радіальним зміщенням вала розроблена Нельсоном та Нгуєном [33,34]. Автори визначають сили реакції рідини в зазорі у вигляді:

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx}(e) & k_{xy}(e) \\ -k_{yx}(e) & K_{yy}(e) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx}(e) & c_{xy}(e) \\ -c_{yx}(e) & c_{yy}(e) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx}(e) & m_{xy}(e) \\ -m_{yx}(e) & M_{yy}(e) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} \quad (1.2)$$

Осі X і Y визначають напрямок руху ротора в ущільненні; F_x, F_y - складові гідродинамічних сил, які діють на ротор; K, k, C, c і M, m - коефіцієнти жорсткості, демпфірування та інерції відповідно.

Для визначення в ущільненні, аналогічно до підшипника, коефіцієнта частоти прецесії (WFR) в літературі [32] посилаються на роботи [11,42], в яких це є відношенням першої власної згинальної частоти ($\omega n1$) гнучкого ротора до швидкості виникнення нестійкості (OSI):

$$\text{WFR} = \frac{\omega n1}{\text{OSI}}, \text{OSI} = \frac{\omega n1}{\text{WFR}} \quad (1.3)$$

$$(\text{WFR})^2 = \frac{(K_{\text{eq}} - K_{XX})(K_{\text{eq}} - K_{YY}) - K_{XY} - K_{YX}}{\omega^2 (C_{XX}C_{YY} - C_{XY}C_{YX})} \quad (1.4)$$

$$K_{\text{eq}} = \frac{(K_{XX}C_{YY} + K_{YY}C_{XX} - K_{XY}C_{YX} - K_{YX}C_{XY})}{C_{XX} + C_{YY}} \quad (1.5)$$

Для кільцевих ущільнень з рідинами високої в'язкості, такими як вода, коефіцієнт частоти закрутки близький до величини $\text{WFR}=0,5$. Для виконання умови стійкості WFR має бути якомога ближче до нуля.

В літературних джерелах [54,55] приводяться висновки про вплив обертання вала на величину пружної сили шпаринного ущільнення. Також розроблена методика розрахунку впливу пружної сили для відносно довгих $l/R > 0,75$ та відносно коротких ущільнень. Так для відносно коротких ущільнень пружна сила має тенденцію зростати, а для довгих навпаки.

1.2.3 Витоки в шпаринних ущільненнях

Шпаринні ущільнення є ключовим елементом контролю величини витоків у гідравлічних машинах. Завдяки простоті та надійності вони отримали широке застосування в гідромашинобудуванні [43]. Теоретичну основу шпаринних ущільнень складає аналіз течії в дроселюючих каналах різної геометричної форми при різних граничних умовах, які визначаються кінематичними характеристиками руху стінок каналів. Першочергово вони повинні виконувати своє основне призначення – зводити до можливого мінімуму об'ємні втрати із зони високого тиску в зону пониженого тиску. Для розв'язання такої задачі необхідно знати розподіл тиску в зазорах з урахуванням всіх можливих ефектів, що визначають потік рідини, для розрахунку її гідродинамічних характеристик [69]. При цьому використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині каналу.

Одним із факторів, що впливає на витоки, являється шорсткість поверхонь, в роботі [29] приведені результати впливу шорсткості та числа Рейнольдса [38] на динамічні сили та витоки. При збільшенні шорсткості зменшуються витоки та в більшості випадків збільшується демпфірування.

В [18,41,31] приведені порівняння експерименту та числових розрахунків витоків та динамічних сил при паралельних стінках та при конусностях. Пряма жорсткість та витоки зростають зі збільшенням конусності, а решта коефіцієнтів падає. Загалом приведені результати задовільно співпадають, проте в деяких випадках (при великих значеннях ексцентриситету $e > 0,5$) розбіжність складала понад 40%. В отриманих результатах [18] приведена

залежність витоків від радіального зміщення вала, а саме – чим більший ексцентриситет тим менші витокі. Через зношені ущільнення (збільшені зазори) витікає більший об'єм рідини, ніж за умови номінального зазору [41], збільшення витоків в результаті зношування ущільнення впливає на загальний К.К.Д. насоса. Закручування на вході не має помітного впливу на витокі в ущільненні. Витокі в шпаринному ущільненні пропорційні швидкості обертання вала. Величина падіння тиску також змінюється в залежності від частоти обертання вала.

1.2.4 Аналіз конструкцій шпаринних ущільнень

Сучасна обчислювальна техніка дозволила вирішити багато завдань гідродинаміки проточних частин лопатевих машин, зокрема, відцентрових насосів [28]. В результаті, з'явилася можливість оптимізувати геометрію проточних каналів і звести до можливого мінімуму гідравлічні втрати і, тим самим, підвищити гідравлічний коефіцієнт корисної дії (К.К.Д.) насосів. Подальше підвищення загального К.К.Д. можливо, перш за все, за рахунок зниження об'ємних втрат, тобто витоків через кінцеві і міжступеневі шпаринні ущільнення. У відцентрових насосах ці витокі досягають 10% номінальної подачі насоса [67,94], тому проблема їх зменшення не втрачає актуальності.

Одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами (рис. 1.3). В таких ущільненнях присутні додаткові місцеві опори, обумовлені раптовим розширенням-звуженням потоку, а також зміною його напрямку. Крім того, в багатошпаринних ущільненнях окрім додаткових місцевих втрат збільшуються втрати на тертя по довжині, за рахунок збільшення загальної довжини дроселюючих кільцевих каналів [77,37,46] при збереженні осьової довжини ущільнення. Такі конструкції [72,78,59] створюються послідовно розташованими дроселями, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно

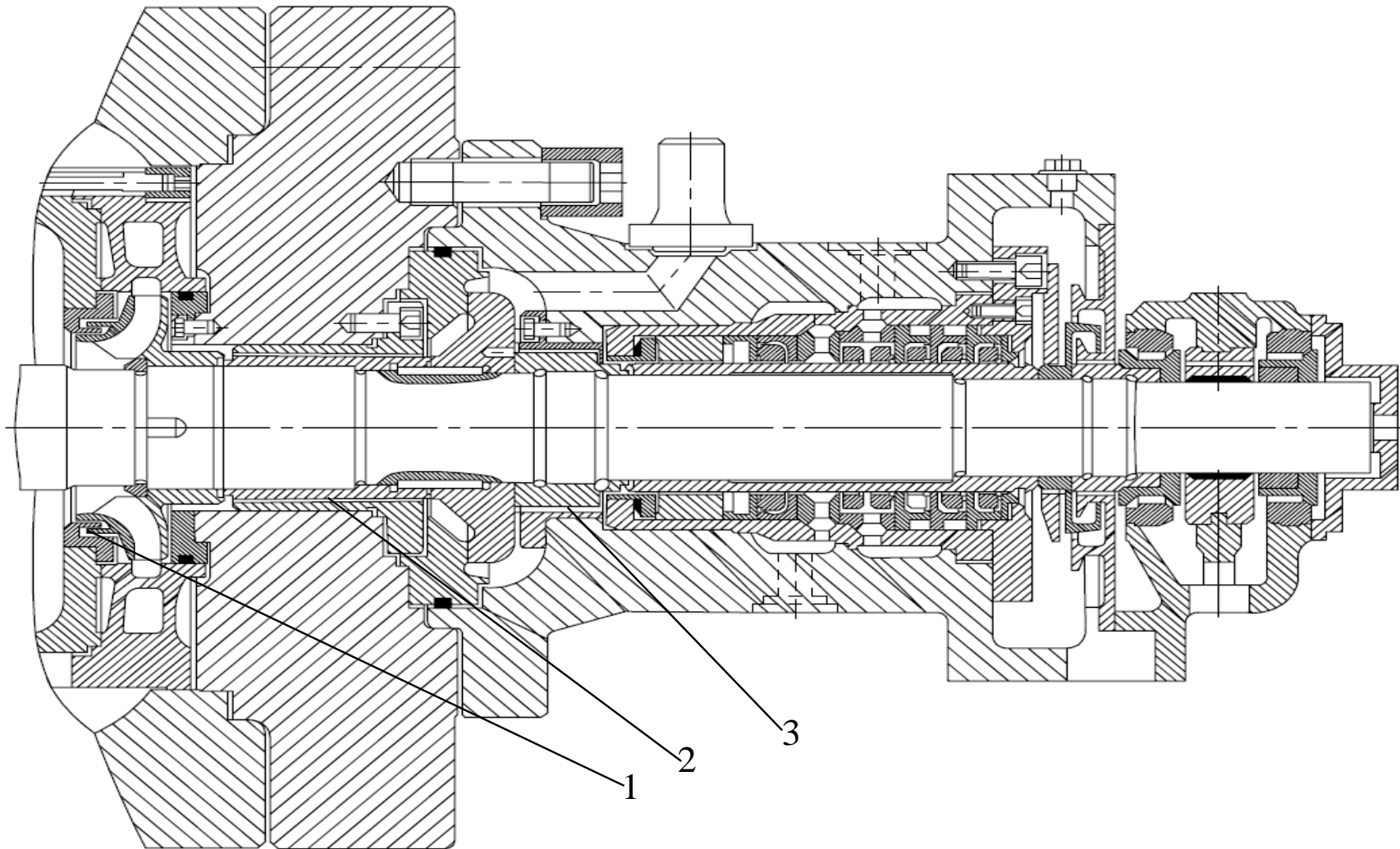


Рисунок 1.3 – Відцентрова ступінь, врівноважуючий пристрій та вузол кінцевого ущільнення живильного насосу:
1 – трьохшпаринне ущільнення; 2,3 – шпаринні ущільнення гідроп’яти

дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Таким чином, зменшується витоки через ущільнення. Розрахунок ущільнень обмежується оцінкою втрат через кільцеві дроселі з нерухомими стінками. При цьому використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині каналу [64].

Важливим чинником, який впливає на врівноважений стан ротора є врахування конфузорності та дифузорності дроселюючих каналів, яка може виникнути при виготовленні, або при високих тисках в багатошпаринних ущільненнях [39]. Важливим впливом багатошпаринних ущільнень, є можливість змінювати напрямок потоку в сторону входу в робоче колесо відцентрового насосу з метою підвищення К.К.Д.

Найбільш повний аналіз відносно впливу багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора насоса, було проведено та описано Марцинковським В.А. [79,80,77,78,76]. Він запропонував використовувати аналітичні методи аналізу статичних та динамічних характеристик безконтактних ущільнень. В роботі [71] представлено теоретичний аналіз величини витоків, розподілу тиску в ущільненні та результати визначення радіальної гідростатичної сили для двохшпаринного ущільнення з відносно короткими $l/R < 1$ шпаринами. В висновках зазначено, що в умовах коли друга шпарина буде більшою по довжині від першої $\frac{l_2}{l_1} > 1$ або $l_2 > l_1$, виникає центруюча сила. Також зазначається, про необхідність збільшення камер та розміру другої шпарини з метою підвищення жорсткості ущільнення, проте роз'яснень даних рекомендацій не наводиться та не має чіткої аргументації для їх підтвердження. Крім того, Марцинковський В.А. акцентував увагу на виникненні автоколивань без обертання вала, які можуть з'являтися внаслідок негативного демпфірування та під час відносно великих перепадів тиску (понад 50 атм), в зв'язку з утворенням дифузорів, що потрібно враховувати під час розрахунків.

В роботі [79] зазначено про незначний вплив (не більше 20%) ексцентриситету на витоки з багатошпаринного ущільнення. А для самого

виготовлення ущільнень рекомендується використовувати кільця, які будуть напресовані на робоче колесо насосу. У зв'язку зі складністю відливання робочого колеса даний метод може призвести до утворення пустот та рихлостей. Самі ж ущільнення рекомендується робити з матеріалів стійких до задирів та ерозії. Рекомендується використовувати матеріал для робочих коліс сталь 30X13Л, а кільця ущільнення виготовляти з бронзи БрАЖ9-4 або зі сталі 30X13Л з підвищеною твердістю [79]. Збільшення камер також пропонується застосовувати в роботі [62] та розраховувати кожен шпарину, як послідовно розташовані одношпаринні ущільнення, а результирующим значенням буде їх сумарна сила. При умові, що торцеві камери малі, а тиск в них не вирівнюється по колу, то така конструкція направлена в бік збільшення ексцентриситету.

В наукових джерелах [21,74, 72] представлені кільцеві ущільнення різних типів. Серед яких (рис. 1.4 а) радіальне (кільцеве) шпаринне ущільнення з зазором h та (рис. 1.4 б) та аксіальне (торцеве) ущільнення з зазором s вважаються найпростішими з точки зору їх виготовлення. Істотне зменшення коефіцієнта втрат (на 30-35%) може дати гвинтова канавка на поверхні ротора, що викликає рух рідини, протилежний напрямку витоків. Такий тип ущільнення, мабуть, особливо доцільний для в'язких рідин. Недоліком його є більш швидке зношування. Деякі дані про використання різних типів ущільнень наводить Суханов [92]. Зубчаті кільцеві ущільнення (рис. 1.4 в) з 1-2 проміжними камерами з осьовим розміром (b) та радіальним розміром (a) розміщені на відстані (U) одна від одної, забезпечують підвищений опір за рахунок втрати швидкості на вході (ζ_i) та виході з камери. Ступінчаті ущільнення (рис. 1.4 д), як і зубчаті розділені камерами, проте кожна наступна шпарина зміщується у радіальному напрямку і в зв'язку з цим забезпечується додатковий опір за рахунок втрат швидкості на вході та виході кожної шпарини (ζ_i) [72]. Довжина та діаметр кільцевого ущільнення можуть бути оптимізовані за допомогою ступінчастих ущільнень. Z-подібні кільцеві ущільнення (рис. 1.4 г) забезпечують дещо вищий коефіцієнт опору (ζ_i), ніж ступінчасті ущільнення. Багатошпаринне ущільнення (рис. 1.4 е) (або лабіринтне ущільнення) є

найскладнішим конструкторським рішенням. Слід зазначити, що при даному типі ущільнення зазор s має бути більшим, ніж зазор h . Це дозволяє уникнути нестабільності ротора. Проте в даній роботі не представлено детального описання впливу співвідношення цих радіальних зазорів.

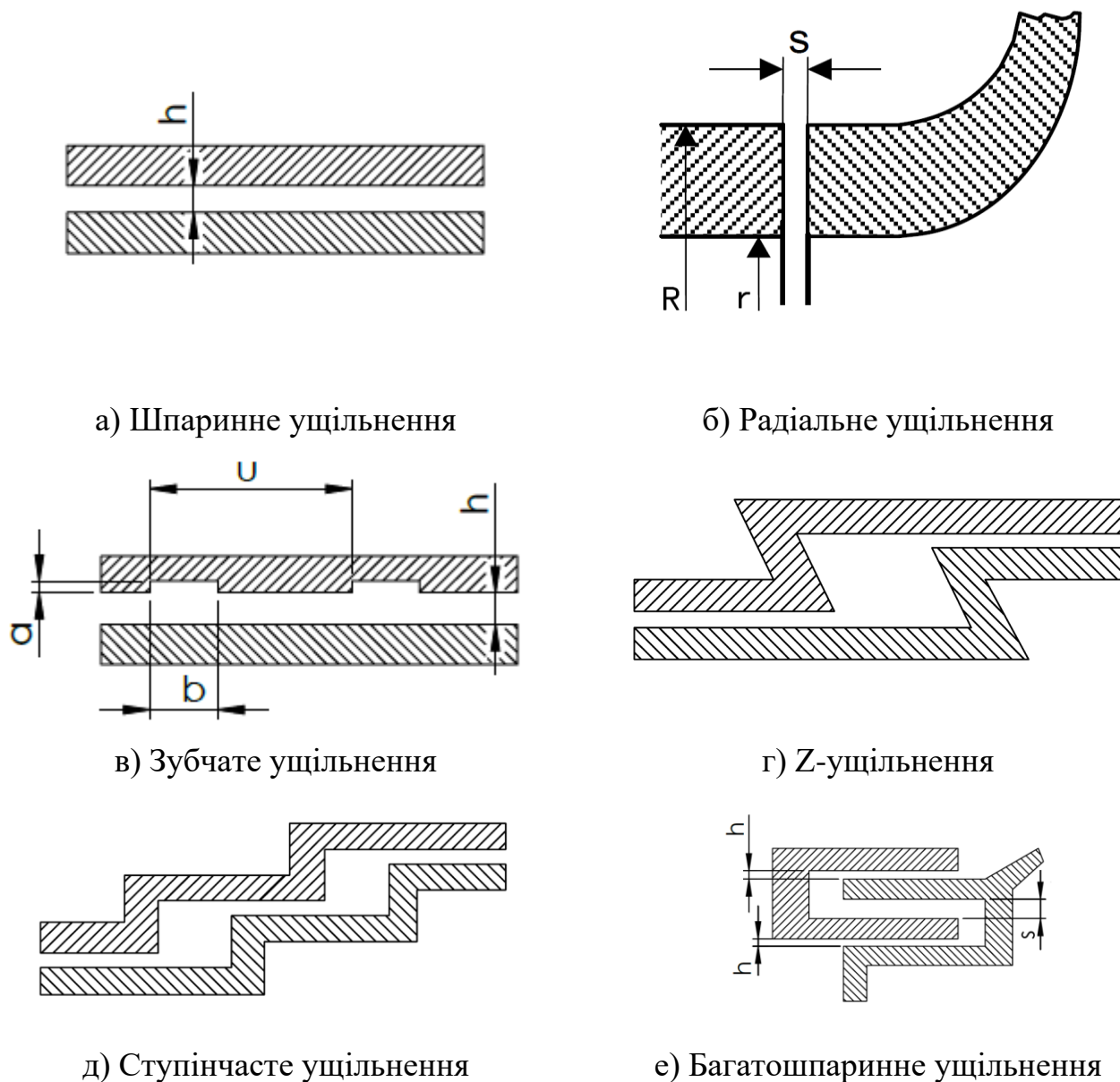


Рисунок 1.4 – Кільцеві ущільнення

Конструкція двохшпаринного ущільнення, представлена на (рис.1.5), була використана для збільшення шляху витікання без збільшення осьової довжини кілець. Якщо перепад тиску на цих кільцях досить високий, вал насоса може мати радіальні коливання з відносно великою амплітудою та відносно тривалим

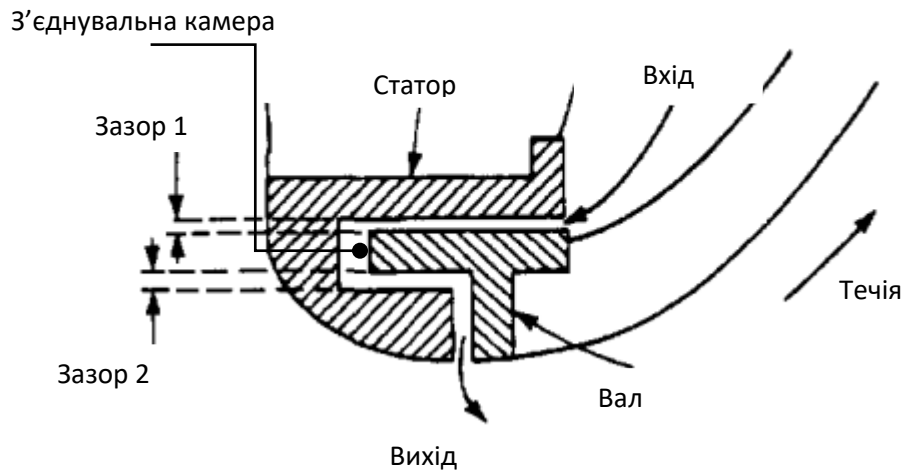


Рисунок 1.5 – Двохшпаринне ущільнення відцентрового насосу

періодом часу, що може спричинити серйозні пошкодження. Одним із способів запобігання цим вібраціям є збільшення довжини зазора 2 (рис.1.5) відносно зазора 1, але через деформації це може призвести до утворення дифузору на другій шпарині та викликати погіршення вібраційного стану ротора [37, 95]. Також автоколивання вала може викликати течія рідини при високих тисках [77]. Так, в роботах [37,46] пропонується збільшити осьовий розмір камер. Тобто чіткої аргументації та прикладів досліджень не представлено. Прийнятною практикою вважається заміна або ремонт зношених кілець, коли номінальний зазор подвоюється [37].

Деякі конструктори віддають перевагу кільцям лабіринтного типу (див. рис. 1.6-1.9) які мають два або більше кільцевих з'єднань, що сполучаються між собою камерами. У герметичних з'єднаннях, які включають єдиний безперервний канал, потік залежить, як від площі, так і від довжини з'єднання, а також від перепаду тиску. Якщо канал розділений розвантажувальними камерами (рис. 1.4 г, 1.4 е, 1.5-1.9), швидкість потоку розсіюється в кожній розвантажувальній камері, збільшуючи опір.

Ступінчасто-кільцевий тип (рис 1.7) використовує два плоско-кільцеві елементи приблизно одного діаметру по загальній ширині з'єднання витоків з рельєфною камерою, по якій вирівнюється тиск між двома елементами. Інші

конструкції кільця також використовують певну форму розвантажувальної камери [72,73].

У роботі [78] наведено раніше вже представлену інформацію щодо виникнення автоколовинь в залежності від конічної форми шпарин та більш детально описано можливий вплив деформацій на геометрію кілець.

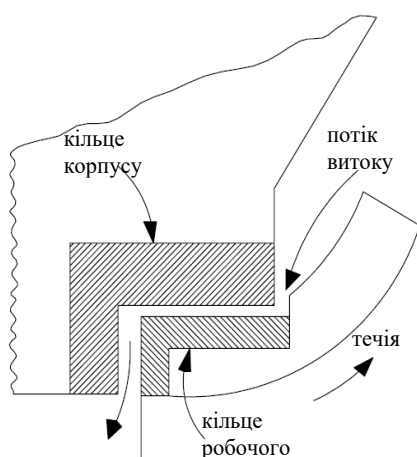


Рисунок 1.6 – Кільце типу L
(ущільнення з кашкетом)

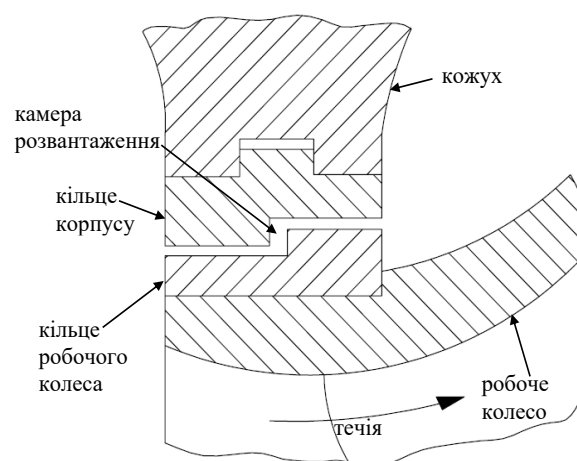


Рисунок 1.7 – Одношпаринне
ущільнення з розділеною камерою

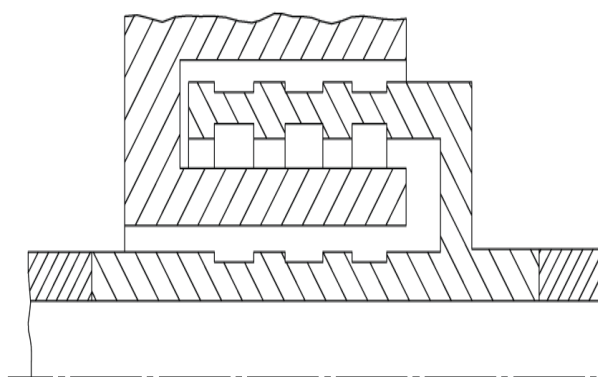


Рисунок 1.8 – Багатошпаринне
ущільнення з циліндричними
каналівками

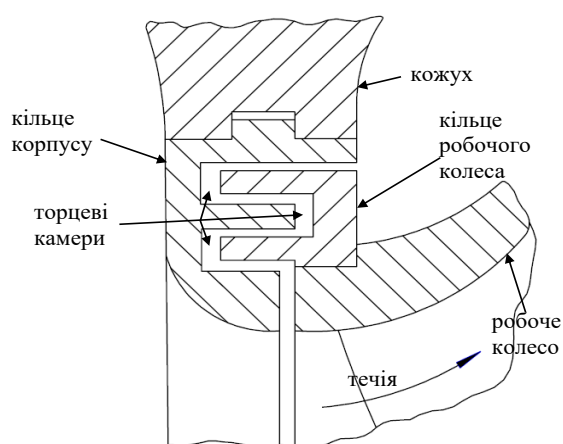


Рисунок 1.9 – Кільця типу лабіринт у
конструкції з подвійним кільцем
(чотирьохшпаринне ущільнення)

Деформація кілець може створювати дифузорність каналів, для яких характерна направлена в сторону зміщення гідростатична жорсткість, що знижує власну частоту згинальних коливань ротора та зменшує його запас динамічної стійкості [90]. Також зазначено про використання ущільнень з прямим або похилим кашкетом (ущільнення типу L, рис. 1.6) [84]. Такі конструкції використовуються для змінити напрямку течії в ущільненні, адже в звичайних шпаринних ущільненнях при виході зі шпарини течія направлена проти основного потоку, що призводить до додаткових гідравлічних втрат, а в даній конструкції течія направлена у напрямку основного потоку. Проте в літературі [76] зазначається про можливість підвищення гідравлічних втрат та зміни розподілу сил за рахунок підсосу насоса. Даний приклад також застосовується для двохшпаринного ущільнення, саме з ним змінюється напрямок течії в ущільненні в сторону основного потоку. Проте в двохшпаринних ущільненнях також потрібно забезпечувати достатній рівень жорсткості кілець, щоб уникнути утворення дифузорів [88]. В літературі [74] зазначається про переваги двохшпаринних ущільнень над трьохшпаринними, останні рекомендується не застосовувати в насособудуванні. Також стінки багатошпаринних ущільнень можуть бути сформовані будь-якими радіальними ущільненнями статичного та динамічного типів – кільцевими (рис. 1.4 е), кільцевими з циліндричними канавками (рис. 1.8), гвинтовими та лабіринтно-вихровими [58].

В роботі [55] розглядаються шпаринні ущільнення довільної довжини. На основі даного теоретичного дослідження виявлено, що під час збільшення довжини шпарини l зростає вплив окружного потоку робочої рідини, що в свою чергу, погіршує динамічні характеристики ущільнення [4,54]. Одним із варіантів вирішення даної проблеми є розбивання відносно довгих шпарин $l/R > 0,5$ кільцевою канавкою на дві або три частини. З представленого порівняння коефіцієнтів демпфірування, радіальної та кутової жорсткості в ущільненні наявність камери посередині шпарини збільшує його жорсткість, проте зменшуються коефіцієнти демпфування та кутової жорсткості. Тобто

вплив кільцевої канавки на радіальну жорсткість гідростатичної сили проявляється при $l/R > 0,75$. Також значно зменшується дестабілізуючий вплив радіальної сили, зумовлений перекосом вала. Більш детально розглянута аналогічна конструкція ущільнення за допомогою експериментальних досліджень в лабораторії вібронадійності і герметичності відцентрових машин кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського, Сумського державного університету [55]. Детальний опис експериментальної установки можна знайти в роботі [25].

1.3 Методики теоретичного розрахунку

Велика кількість дослідників опублікували цілий ряд робіт присвячені статичним та динамічним характеристикам кільцевих ущільнень при турбулентному режимі течії. У 1988 році Гулий О.М. використав підхід «короткого ущільнення» для розробки теоретичного методу ідентифікації динамічних коефіцієнтів, отриманих в експериментальних дослідженнях, для різних типів ущільнень. В 1983 році Чайлдс [14] навів методику динамічного аналізу на основі рівняння Хірса [23] та розробив методику визначення динамічних коефіцієнтів для коротких ущільнень при малих значеннях ексцентриситету. В 1995 році Горовий С.О. [60] вдосконалив методику розрахунку для знаходження радіальних сил, які зумовлені радіальним та угловим зміщенням вала. В 1996 році Зіркельбек та Сан Андрес [51] представили аналіз розрахунків динамічних сил в кільцевих ущільненнях у перехідному режимі (від ламінарного до турбулентного потоку, $1000 < Re < 3000$ [12]). В 2010 році Зубахін О.М. [68] запропонував нову розрахункову схему ущільнення, що додатково враховує об'єм рідини на вході та виході з шпаринного ущільнення. В 2015 році Беда О.І. [55] дослідив ущільнення довільної довжини та запропонував методику аналітичного розрахунку складових лінеаризованої радіальної сили, що діє на ротор.

Нечисленні роботи [79,56] в цій області враховують тільки гідростатичні сили при розрахунку багатошпаринних ущільнень. В іншому джерелі [79] приведені аналітичні формули для розрахунку радіальної сили трьохшпаринного ущільнення при умові вирівнювання тиску по окружності обох торцевих камер (рис. 1.9). Представлені формули для розрахунку витоків, як при малих, так і при великих торцевих камерах ущільнення. При цьому їх співвідношення не зазначено, а лише представлено розмір камери 3 мм з радіальними зазорами шпарин - 0,2 мм та вказано про виникнення автоколивань навіть необертового ротора в такій конструкції. Такі ж коливання можливі і для звичайних шпаринних ущільнень при певних геометричних конструкціях, а саме з дифузорними шпаринами [93,89]. В літературі [79] зазначається, що парні шпарини трьохшпаринних ущільнень мають протилежно направлений ексцентриситет. Це має вплив на напрямок радіальної сили та на змінення гідростатичної сили з центруючої на децентруючу.

1.4 Експериментальні та розрахункові дослідження

Під час проведення експериментальних досліджень з трьохшпаринними ущільненнями, які застосовувалися в конструкції відцентрового насосу з метою зменшення об'ємних втрат при тиску понад 3 МПа, було виявлено автоколивання ротора з амплітудами, які дорівнюють величині радіального зазору [96,56]. У зв'язку з цим трьохшпаринні ущільнення були замінені на одношпаринні, після чого проблема вібрацій була майже повністю вирішена. Для конструкції з роздільною камерою (рис.1.10) в наукових роботах [2,1] наведені результати експериментальних та числових досліджень, які були проведені в Швейцарській вищій технічній школі Цюриха. Дослідження проводилися на випробувальній установці з прецесійним рухом при певному ексцентриситеті ротора з метою класифікувати причини впливу тривимірного потоку в ущільненнях з роздільною камерою. Наведена спрощена геометрія ущільнення дозволяє пояснити всі важливі тривимірні ефекти потоку, які

можуть виникнути в ущільненнях гідравлічних машин. На (рис. 1.11) вказано положення тривимірних ефектів, які зазначені в таблиці 1.1 [1]. Порівняння результатів експериментальних та числових досліджень показало значні відмінності в значення отриманих сил, проте загальні тенденції добре підтверджуються.

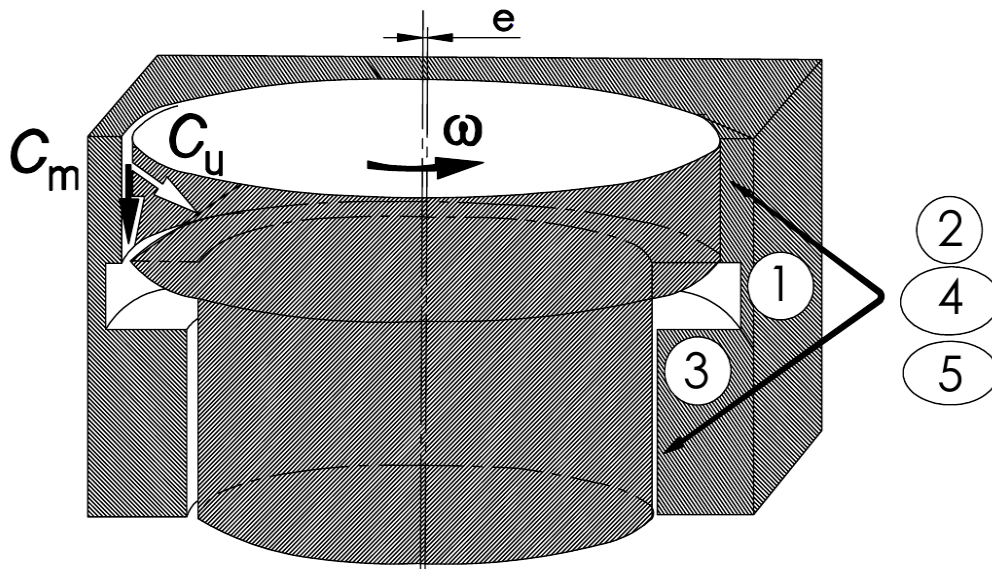


Рисунок 1.10 – Геометрія лабіринтного ущільнення
 1-5 – положення тривимірних ефектів (таблиця 1.1),
 e - безрозмірний ексцентриситет (зміщення ротора),
 C_m – осьова швидкість, C_u – окружна швидкість

Таблиця 1.1 – Перелік тривимірних ефектів у лабіринтному ущільненні

№	Тривимірні ефекти	Умови
1	Рециркуляція осьового потоку в камері	Ексцентричне положення ротора
2	Рециркуляція окружного потоку в шпарині	Великий ексцентриситет ротора: - з обертанням, - з прецесійним рухом ротора
3	Тривимірне поле течії, викликане вихідним потоком	Значні градієнти C_u/C_m
4	Змінення по колу втрати на вході в шпарину	Ексцентричне положення ротора - без обертання
5	Тривимірне поле тиску, викликане втіканням в шпарину	Ексцентричне положення ротора - з обертанням

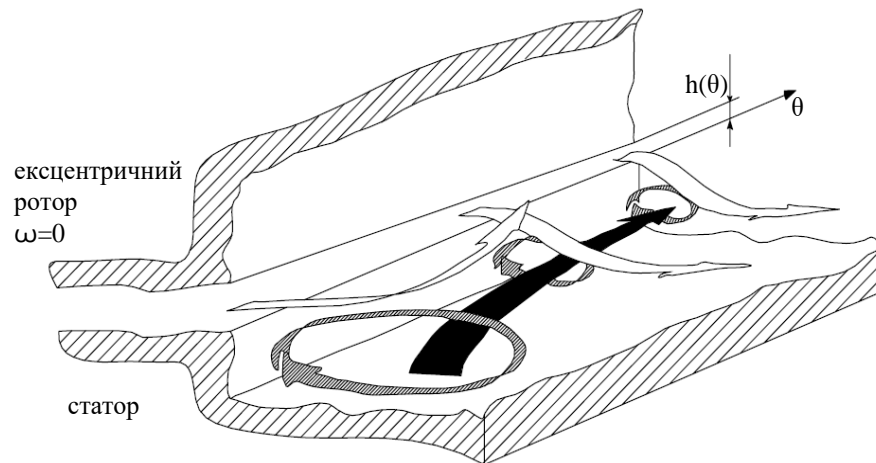


Рисунок 1.11 – Зона рециркуляції в камері при ексцентричному положенні ротора (без обертання)

ω – частота обертання ротора, $h(\theta)$ – величина зазору по окружності при радіальному зміщенні ротора

На (рис. 1.11) схематично представлено циркуляційний потік в ущільненні. Внаслідок окружної зміни тиску $P(\theta)$ в зоні рециркуляції створюється потік в окружному напрямку. Цей потік позначений на (рис. 1.11) чорною стрілкою і має тенденцію до вирівнювання градієнта тиску в периферійному напрямку. Важливою особливістю тиску $P(\theta)$ в зоні рециркуляції є те, що він легко може спричинити повторне приєднання або відокремлення потоку від стінки. Потік, що надходить в шпаринне ущільнення, зазнає значного прискорення та зміни напрямку. Розподіл тиску відбувається після стиснення і призводить до втрат на вході в другій шпарині. Прискорення потоку та втрати на вході викликають помітне падіння тиску. У разі ексцентричного положення ротора втрати на вході та перепади тиску змінюються в периферійному напрямку. На стороні більшого зазору типово спостерігаються вищі швидкості потоку, і поділ потоку поширюється на більшу осьову відстань, ніж на стороні меншого зазору. Це розділення призводить до скорочення шляхів течії та подальшого прискорення потоку, зменшення місцевого тиску. Роздільною камерою можна контролювати розподіл тисків та швидкостей на послідуочій шпарині ущільнення.

В останні роки методи обчислювальної гідродинаміки (CFD) все частіше використовуються для прогнозування роботи шпаринних ущільнень [19,15]. Метод CFD розв'язує повні рівняння Нав'є-Стокса і може досить добре описати турбулентний потік для цілого ряду задач [49,53]. Чайлдс [14] вперше використав модель одновимірного об'ємного потоку з ефектом інерції рідини для розрахунку динамічних коефіцієнтів для шпаринних ущільнень. Сан Андрес [40] розробив числовий метод для знаходження впливу сил на ротор в шпаринних ущільненнях. В роботі [3] приведені результати числових розрахунків та експерименту для визначення режиму течії рідини в шпаринних ущільненнях при прецесійному русі вала та в статичній постановці. За допомогою числових розрахунків можуть бути отримані гідродинамічні сили і моменти, що виникають в кільцевому каналі та визначені величини жорсткості і демпфірування за допомогою аналізу гідродинамічних сил для різних конструкцій шпаринних ущільнень [66,3,48].

Проаналізувавши різні розрахункові методи аналізу гідродинамічних характеристик, можна зробити такий висновок, що в останні роки CFD все частіше використовуються для прогнозування роботи шпаринних ущільнень. За допомогою методів обчислювальної гідродинаміки можна отримати результати, які задовільно співпадають з результатами експериментальних досліджень.

1.5 Висновки та постановка завдань досліджень

На основі аналізу літератури можна сказати, що динамічні характеристики роторів відцентрових насосів визначаються силами тиску рідини в кільцевих ущільнюючих зазорах, які залежать від перепадів тиску в ущільненнях, геометрії ущільнюючих зазорів, в'язкісних властивостей рідини та частоти обертання. Фізичні явища в одношпаринних ущільненнях, а також причини виникнення в них вібрацій досліджено достатньо широко.

Розглянуті вище роботи демонструють неоднозначні твердження щодо впливу гідродинамічних сил в багатошпаринних ущільненнях на вібраційні

характеристики роторів відцентрових машин. А саме, невизначений вплив трьох- та двохшпаринних ущільнень при відносно високих значеннях ущільнювального тиску. В таких конструкціях ущільнень можуть виникати деформації стінок і відповідно можуть змінюватись форми зазорів, що може значно впливати на гідродинамічні сили в них. Тому в дисертаційній роботі розглядалися конструкції багатошпаринних ущільнень, в яких відсутні деформації стінок при досліджуваних перепадах тиску, що підтверджено результатами розрахункових досліджень [88]. Однозначно стає зрозумілим те, що існує вплив осьових розмірів з'єднувальних камер та зазорів в парних шпаринах багатошпаринних ущільнень на їх динамічні та витратні характеристики. Проте ці питання є малодослідженими, тому на основі аналізу розглянутих літературних джерел можна зробити наступні висновки:

1. Використання багатошпаринних ущільнень в якості ущільнень-опор відкриває нові можливості для вдосконалення існуючих та розробки нових конструкцій насосних агрегатів.
2. Існуючі методи аналізу впливу багатошпаринних ущільнень на динаміку роторів відцентрових насосів обмежується тільки визначенням гідростатичних сил, які пропорційні ексцентриситету вала. При цьому не враховуються радіальні сили, які пов'язані з конусностями ущільнювальних поверхонь шпарин.
3. На власні частоти ротора впливають гідродинамічні сили, які виникають в шпаринних ущільненнях. Їх вплив визначається динамічними коефіцієнтами жорсткості та демпфірування.
4. Однозначні рекомендації щодо вибору геометрії з'єднувальних камер та величини радіального зазору парних шпарин багатошпаринного ущільнення наразі відсутні.

В зв'язку з цим, в роботі поставлені наступні завдання:

- аналіз впливу багатошпаринних ущільнень на герметичність та динаміку роторів відцентрових насосів;

- розробка методики теоретичного розрахунку статичних та динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень;
- експериментальні та розрахункові дослідження трьохшпаринних ущільнень з необертальним валом;
- експериментальні та розрахункові дослідження динамічних характеристик трьохшпаринних ущільнень з обертальним валом;
- розрахункові дослідження витратних, силових та динамічних характеристик двохшпаринних ущільнень.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВИТРАТ ТА ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ У БАГАТОШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕННЯХ

2.1 Вступ

Динамічні характеристики роторів (критичні швидкості, амплітуди вимушених коливань, межі динамічної стійкості) швидкохідних машин, головним чином, визначаються діючими в зазорах проточної частини безконтактних ущільнень гідродинамічними силами, які в залежності від конструкції і умов роботи ущільнюючих вузлів, можуть стабілізувати його динаміку та зменшувати віброактивність, або навпаки, викликати втрату динамічної стійкості та руйнуючі для машини автоколивання ротора [82,86].

Особливістю шпаринних ущільнень є те, що вони представляють собою повноохоплюючі малонагружені гібридні підшипники ковзання і мають значний вплив на вібраційний стан ротора. Завдяки цьому ущільнення виступають як додаткові проміжні опори, підвищуючи критичні частоти ротора.

В відцентрових насосах для зменшення об'ємних витрат використовують багатошпаринні ущільнення. Так як багатошпаринні ущільнення є деяким резервом підвищення об'ємного К.К.Д., то дослідження якісного впливу їх окремих параметрів на величину і напрямок гідростатичної сили має практичне значення.

Аналітичний аналіз впливу багатошпаринних ущільнень дозволяє вибрати їх конструкцію так, щоб у всьому робочому діапазоні рівень вібрацій не виходив за допустимі межі.

З радіальних сил, що виникають в кільцевих дроселях розглядаються сили, обумовлені напірною течією F_p і потоком витіснення: дисипативна сила F_d і циркуляційна сила F_c . Інерційні сили, через їхню малість не враховуються. Використовуються лінеаризовані вираження радіальних сил [85]. Вихідним рівнянням в'язкої нестисливої рідини в каналі прийнято рівняння Рейнольдса

розподілу тиску в короткому кільцевому каналі з відповідними граничними умовами.

Розглянуто вільні коливання ротора в багатошпаринних ущільненнях. Отримані частоти системи з врахуванням демпфірування в залежності від частоти обертання при різних тисках. На підставі результатів розрахунків проведено порівняння характеристик трьохшпаринного ущільнення з двохшпаринним.

2.2 Радіальні гідростатичні сили в багатошпаринних ущільненнях

В деяких джерелах [79] для ущільнень з відносно великим об'ємом торцевих камер, коли тиск в них вирівнюється по колу, наведені вираження радіальних гідростатичних сил в окремій шпарині і сумарної сили в багатошпаринному ущільненні. Радіальна сила в i -й шпарині (рис. 2.1 б) по напрямку співпадає з вектором ексцентриситету (спрямована по лінії центрів) і визначається формулою

$$F_i = 0,5\pi\Delta p C_i (-1)^i e, \quad (2.1)$$

а її проекції на осі нерухомої системи координат одержано заміною ексцентриситету його проекціями.

Сумарна сила в ущільненні з n шпаринами:

$$F_{(n)} = 0,5\pi\Delta p \sum_1^n C_i (-1)^i e, \quad (2.2)$$

У цих формулах введені позначення:

$$\begin{aligned} C_i &= \frac{R_i l_i R_i^2 s_0^2 \zeta_{i0}}{h_{i0} R_1^2 s_i^2 \zeta_0} (1 - \alpha_i) \alpha_i, s_i = 2\pi R_i h_{i0}, s_0 = \frac{1}{n} \sum_1^n s_i, \\ h_0 &= \frac{1}{n} \sum_1^n h_{i0}, R_0 l_0 = \frac{1}{n} \sum_1^n R_i l_i, \zeta_{2i} = \frac{\lambda l_i}{2h_i}, \\ \zeta_{i0} &= \zeta_{i1} + \frac{\lambda l_i}{2h_{i0}} \end{aligned} \quad (2.3)$$

де e - ексцентриситет, зміщення центру вала щодо осі опор (прогин вала в місці посадки робочого колеса), λ - коефіцієнт опору тертя кільцевого каналу, який для автотурбулентної області турбулентної течії можна вважати сталим [80,17]: $\lambda \approx 0.04$. ζ_{ii} - коефіцієнт втрат на вході та на виході по довжині шпарини, Δp_i - сумарне падіння тиску на i -й шпарині, h - радіальний зазор шпарини, R_i - радіус шпарини, l_i - довжина шпарини, m - маса ротора.

Звернемо увагу на те, що в непарних зазорах (нумерація йде від периферії до центру) сила негативна, спрямована проти прогину, тобто підвищує згинальну жорсткість вала - центруюча сила. У парних шпаринах картина вважалася зворотною - децентруюча сила, проте проаналізувавши систему багатощпаринних ущільнень з урахуванням «ефекту Ломакіна» з рисунка 2.1 а стає зрозуміло, що всі сили направлені у сторону протилежну зміщенню вала, тобто центрують його [81].

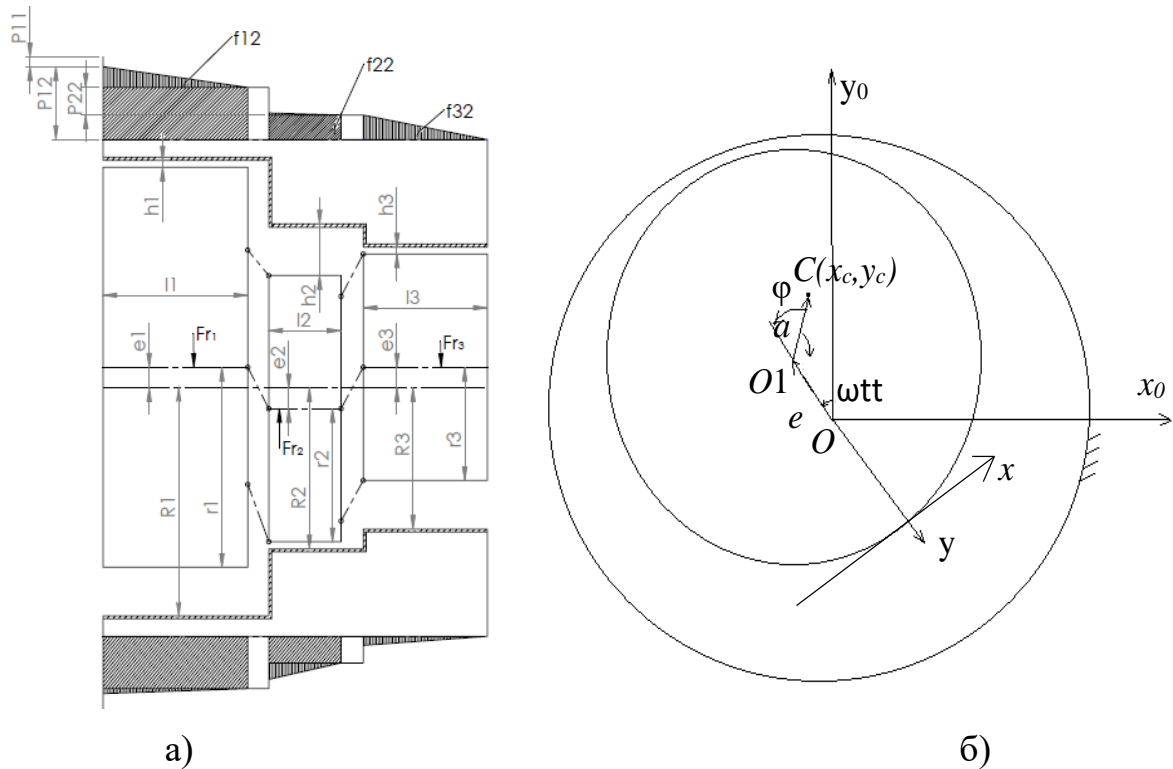


Рисунок 2.1 – Умовне відображення трьохшпаринного ущільнення та зміна тиску по довжині каналу (а); схема ексцентричного кільцевого зазору (б)
 e - ексцентриситет центру вала; a - ексцентриситет центру мас ротора

Радіальні сили можна виразити через відповідні k -коефіцієнти гідростатичної жорсткості для одношпаринних, двошпаринних та трьохшпаринних ущільнень (рис. 2.2) і подати у такому вигляді:

$$F_{(1)} = k_{(1)}e, F_{(2)} = k_{(2)}e, F_{(3)} = k_{(3)}e, \quad (2.4)$$

а в проекціях на осі нерухомої системи координат для центруючої сили

$$F_{(nx)} = -k_{(n)}x, F_{(ny)} = -k_{(n)}y. \quad (2.5)$$

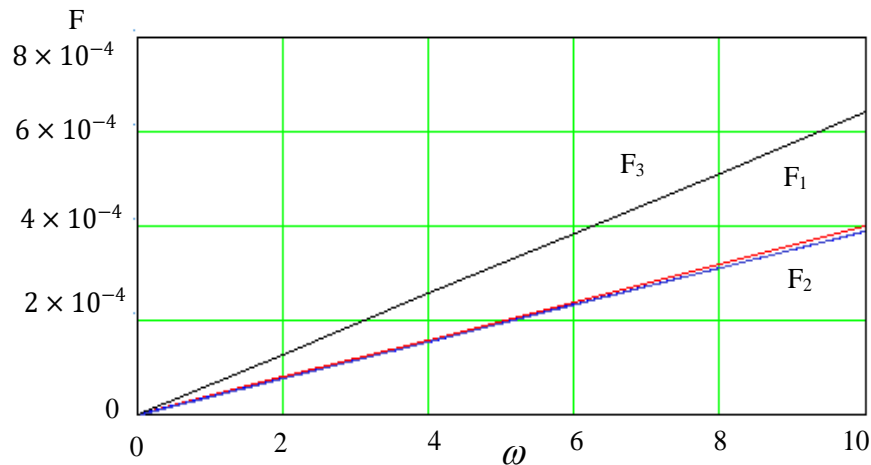


Рисунок 2.2 – Сили, обумовлені перепадом тиску на багатошпаринних ущільненнях

Проекції децентруючої сили мають зворотні знаки.

Порівнюючи вирази (2.4) з загальною формулою (2.2), отримаємо коефіцієнти гідростатичної жорсткості:

$$k_{(1)} = -0,5\pi R_1 \frac{l_1}{h_{10}} \Delta p \alpha_1 (1 - \alpha_1),$$

$$k_{(2)} = 0,5\pi \Delta p \left[-R_1 \frac{l_1}{h_{10}} \alpha_1 (1 - \alpha_1) + R_2 \frac{l_2}{h_{20}} \frac{R_1^2 S_0^2 \zeta_{20}}{R_2^2 S_2^2 \zeta_0} \alpha_2 (1 - \alpha_2) \right], \quad (2.6)$$

$$k_{(3)} = 0,5\pi\Delta p \left[-R_1 \frac{l_1}{h_{10}} \alpha_1 (1 - \alpha_1) + R_2 \frac{l_2}{h_{20}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{20}}{R_2^2 s_2^2 \zeta_0} \alpha_2 (1 - \alpha_2) - \right. \\ \left. - R_3 \frac{l_3}{h_{30}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{30}}{R_3^2 s_3^2 \zeta_0} \alpha_3 (1 - \alpha_3) \right].$$

Для зручності розрахунків останні дві формули представимо у вигляді:

$$k_{(2)} = k_{(1)} + \Delta k_{(2)}, \Delta k_{(2)} = 0,5\pi\Delta p R_2 \frac{l_2}{h_{20}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{20}}{R_2^2 s_2^2 \zeta_0} \alpha_2 (1 - \alpha_2), \quad (2.7)$$

$$k_{(3)} = k_{(2)} + \Delta k_{(3)}, \Delta k_{(3)} = -0,5\pi\Delta p R_3 \frac{l_3}{h_{30}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{30}}{R_3^2 s_3^2 \zeta_0} \alpha_3 (1 - \alpha_3).$$

Коефіцієнт радіальної жорсткості вала та власна частота без ущільнень (рис. 2.3):

$$k = 3EI \frac{a^3 + b^3}{a^3 b^3}, \quad (2.8)$$

$$\Omega_{u0}^2 = \frac{k}{m}, \quad (2.9)$$

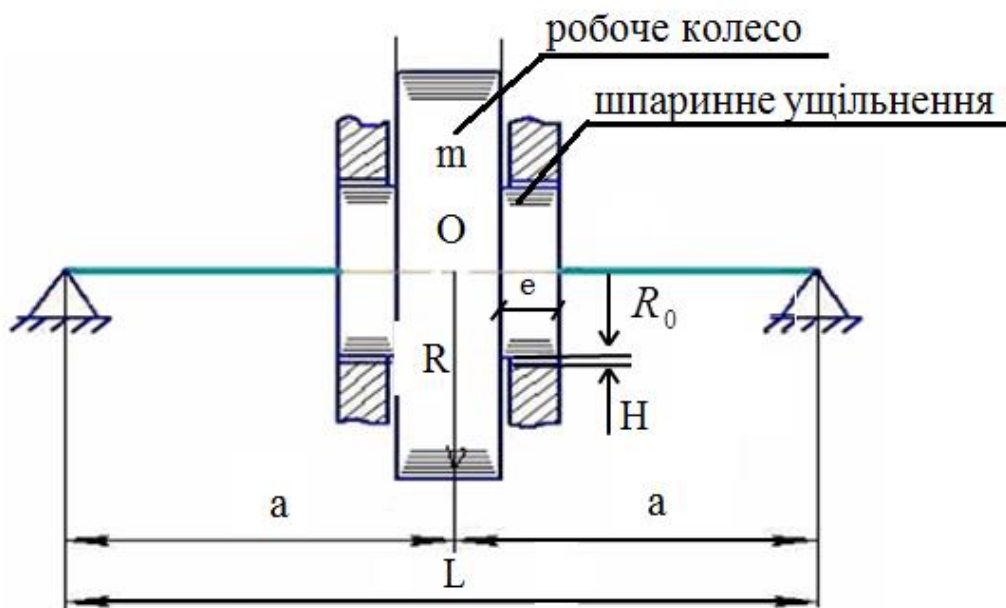


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема одномасової симетричної моделі ротора

Тиски p_2 і p_3 залежать від провідності торцевого дроселя 3 і в сталому стані визначаються з рівняння балансу витрат та є заданими зовнішніми впливами. Виразимо витрати через провідності і перепади тиску для турбулентної течії в рівноважному стані:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = Q_2 = g_2(z) \sqrt{p_2 - p_3} = Q_3 = g_3 \sqrt{p_3 - p_4}, \quad (2.10)$$

де $p_1 = p_n$ - тиск нагнітання насоса. На підставі рівності (2.10) можна записати використані надалі співвідношення:

$$\begin{aligned} \frac{g_1^2}{g_2^2} &= \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}, & \frac{g_2^2}{g_3^2} &= \frac{\Delta p_3}{\Delta p_2}, & \frac{g_3^2}{g_1^2} &= \frac{\Delta p_1}{\Delta p_3}, \\ \Delta p_1 &= p_1 - p_2, & \Delta p_2 &= p_2 - p_3 \\ \Delta p_3 &= p_3 - p_4, & \Delta p &= p_1 - p_4. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Із рівнянь балансу витрат одержимо:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 \frac{g_1^2 (g_2^2 + g_3^2)}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} + p_4 \frac{g_2^2 g_3^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}, \\ p_3 &= p_1 \frac{g_1^2 g_2^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} + p_4 \frac{g_3^2 (g_1^2 + g_2^2)}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де провідності кільцевих каналів із коаксіальним розташуванням вала у втулках з урахуванням місцевих опорів визначаються наступними формулами:

$$\begin{aligned} g_1 &= 2\pi R_1 H_1 \left[0,5\rho \left(\zeta_1 + \frac{\lambda l_1}{2H_1} \right) \right]^{-0,5} \\ g_2 &= \pi (R_2 + R_3) z \left[0,5\rho (\zeta_2 + \lambda_2 l_2 / 2z) \right]^{-0,5}, \\ g_3 &= 2\pi R_4 H_3 \left[0,5\rho \left(\zeta_1 + \frac{\lambda l_3}{2H_3} \right) \right]^{-0,5} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Провідності циліндричних дроселів при постійному ексцентриситеті сталі (не залежать від осьового положення ротора): $g_1 = const$, $g_3 = const$, а провідність торцевого дроселя, якщо знехтувати місцевими втратами, можна представити у вигляді $g_2 = g_{2п}(z/H_2)^{1,5}$.

2.3 Вимушені коливання ротора в багатошпаринних ущільненнях

Вирази для силових коефіцієнтів зведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вирази для силових коефіцієнтів [77]

Назва силового коефіцієнту	Формула для розрахунку	Допоміжні коефіцієнти
гідростатичної жорсткості	$k_p = \Delta p_0 \frac{\pi R_0 l}{2Hm}, [c^{-2}]$	$\Delta\chi = \chi_1 - \chi_2,$ $\chi_m = \chi_1 + \chi_2;$ $N = 2(1+n)/(2-n).$
демпфірування	$k_d = \mu \frac{\pi R_0 l^3 \Lambda_0}{12H^3 m}, [c^{-1}]$	$\Lambda_0 = \frac{\lambda_0}{8} Re_0, \lambda_0 = \frac{C}{Re_0^n},$ $Re_0 = \frac{2\rho q_0}{\mu},$ $q_0 = \left[\frac{4\Delta p_0 H^3}{\rho Cl} \left(\frac{2\rho}{\mu} \right)^n \right]^{\frac{1}{2-n}}, [M^2/c]$
інерційних сил	$k_g = \rho \frac{\pi R_0 l^3}{12Hm}, [1]$	n, C -показник степені та постійна в формулі Блазіуса $\lambda_0 = C Re_0^{-n}$ автомодельна зона течії: $\Pi = 0,$ $C = 0,04$

Розмірності табличних коефіцієнтів не відповідають їх фізичному змісту, оскільки вони виражають приведені до маси сили. Введемо позначення здвоєних компонентів сил:

$$\begin{aligned} a_1 = 1 + a_{11}, a_2 = a_{20} + a_{21}, a_3 = \Omega_{u0}^2 + a_{31}, a_4 = a_{41} = a'_4 \omega, \\ a'_4 = k_g \kappa, a_5 = a_{51} = a'_5 \omega, a'_5 = k_d \kappa, \alpha_2 = \alpha'_2 \omega, \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned}
u'_x &= u_x + \Delta u_x, & u''_x &= u_x - \Delta u_x, & \Delta u_x &= \frac{1}{H} l_c \vartheta_y = 2 \frac{l_c}{l} \theta_y; \\
u'_y &= u_y - \Delta u_y, & u''_y &= u_y + \Delta u_y, & \Delta u_y &= \frac{1}{H} l_c \vartheta_x = 2 \frac{l_c}{l} \theta_x; \\
\ddot{u}'_x &= \ddot{u}_x + \Delta \ddot{u}_x, & \ddot{u}''_x &= \ddot{u}_x - \Delta \ddot{u}_x, & \Delta \ddot{u}_x &= 2 \frac{l_c}{l} \ddot{\theta}_y; \\
\ddot{u}'_y &= \ddot{u}_y + \Delta \ddot{u}_y, & \ddot{u}''_y &= \ddot{u}_y - \Delta \ddot{u}_y, & \Delta \ddot{u}_y &= 2 \frac{l_c}{l} \ddot{\theta}_x.
\end{aligned} \tag{2.15}$$

Тут використано співвідношення $\theta_{x,y} = \vartheta_{x,y} l / 2H$. У формулах для прискорень не вказані доцентрові складові, тому що вони спрямовані по осі ротора і не впливають на його радіальні коливання. Рівняння першої парціальної системи [77, 82]:

$$a_1 \ddot{u} + a_2 \dot{u} + a_3 u \mp i(a'_4 \dot{u} + a'_5 u) \omega = \omega^2 |a^*| e^{\pm i \omega t} \tag{2.16}$$

де коефіцієнти визначаються формулами (2.14), (2.15). Аналіз вільних коливань необхідний перш за все для визначення власних частот, знання яких дозволяє запобігти роботі на резонансних режимах вимушених коливань. Такі режими, в разі вимушених коливань під дією відцентрової сили неврівноваженої маси, виникають на частотах обертання ротора, що збігаються з однією з його власних частот, тобто на критичних частотах обертання ротора. Власні частоти визначаються розв'язанням рівнянь вільних коливань – рівнянь (2.16) без правої частини.

Розглядаються вимушені коливання під дією неврівноваженої сили інерції, частота якої дорівнює частоті обертання ротора $\omega > 0$. Частинний розв'язок рівняння має вигляд $u = u_a e^{i(\omega t + \phi_u)}$. Після його підстановки і скорочення на $e^{i \omega t}$ отримаємо алгебраїчне рівняння з комплексними коефіцієнтами

$$[-a_1 \omega^2 + a_3 + a_4 \omega + i(a_2 \omega - a_5)] u_a e^{i \phi_u} = \omega^2 |a^*|, \tag{2.17}$$

в якому квадратна дужка представляє власний оператор, тобто комплексне число $D(i\omega) = U + iV$,

$$U = -a_1\omega^2 + a_3 + a_4\omega, \quad V = a_2\omega - a_5. \quad (2.18)$$

Для постійного перепаду тиску:

$$U = \Omega_{u0}^2 + a_{31} - (a_1 - a'_4)\omega^2, \quad V = (a_{20} + a_{21} - a'_5)\omega.$$

Реакція на зовнішній вплив дає частотну передаточну функцію

$$W(i\omega) = \frac{u_a}{\omega^2 |a^*|} e^{i\phi_u} = A_{u^*}(\omega) e^{i\phi_u(\omega)} = \frac{1}{U(\omega) + iV(\omega)}; \quad A_{u^*} = \frac{u_a}{\omega^2 |a^*|} \quad (2.19)$$

Розділимо дійсну та уявну частини, помноживши чисельник і знаменник на поєднане знаменнику комплексне число:

$$W(i\omega) = \omega^2 \frac{\Omega^2 - \omega^2 - i2n\omega}{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2} = \omega^2 (U - iV) = A(\omega) e^{i\phi(\omega)} \quad (2.20)$$

Амплітуда $A(\omega)$ та фаза $\phi(\omega)$ цього комплексного числа представляють відповідно амплітудну та фазову частотні характеристики. Для ущільнень із n шпаринами маємо:

$$\begin{aligned} A_{(n)}(\omega) &= \frac{\omega^2}{\sqrt{U_{(n)}^2 + V_{(n)}^2}} = \frac{\omega^2}{\sqrt{(\Omega_{0(n)}^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}} \\ \phi_{(n)}(\omega) &= -\arctg \frac{V_{(n)}}{U_{(n)}} = -\arctg \frac{2n\omega}{\Omega_{0(n)}^2 - \omega^2} \cdot U > 0 \\ \phi_{(n)}(\omega) &= -\arctg \frac{V_{(n)}}{U_{(n)}} = -\pi + \arctg \frac{2n\omega}{|\Omega_{0(n)}^2 - \omega^2|} \cdot U < 0 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Розділимо чисельник та знаменник останніх виразів на ω^2 . При цьому отримаємо частотні характеристики в безрозмірному вигляді:

$$A_{(n)}(v) = \frac{v_{(n)}^2}{\sqrt{(1 - v_{(n)}^2)^2 + (2\xi v_{(n)})^2}}, \phi_{(n)}(v) = -\arctg \frac{2\xi v_{(n)}}{1 - v_{(n)}^2} \quad (2.22)$$

Частотні характеристики вимушених коливань ротора (2.22) приведені без врахування гіроскопічних сил.

2.4 Аналіз динамічної стійкості ротора в багатошпаринних ущільненнях

Збільшення кількості дроселюючих каналів в ущільненнях багатоступеневих відцентрових насосів пов'язане з ускладненням збірки і підвищенням вимог до точності виготовлення. У зв'язку з цим ущільнення з числом шпарин більше трьох практично не використовуються і тому тут не розглядаються [65].

Розрахункові схеми (перетини площиною, перпендикулярною осі опор при $z=0$) з основними позначеннями і системами координат показані на рис. 2.5

Схематичне зображення осьового перерізу вузла трьохшпаринного ущільнення зі збільшеними зазорами приведено на рис. 2.5 (вісь ротора зміщена вниз відносно осі опор) а - перша шпарина, б - друга шпарина, в - третя шпарина.

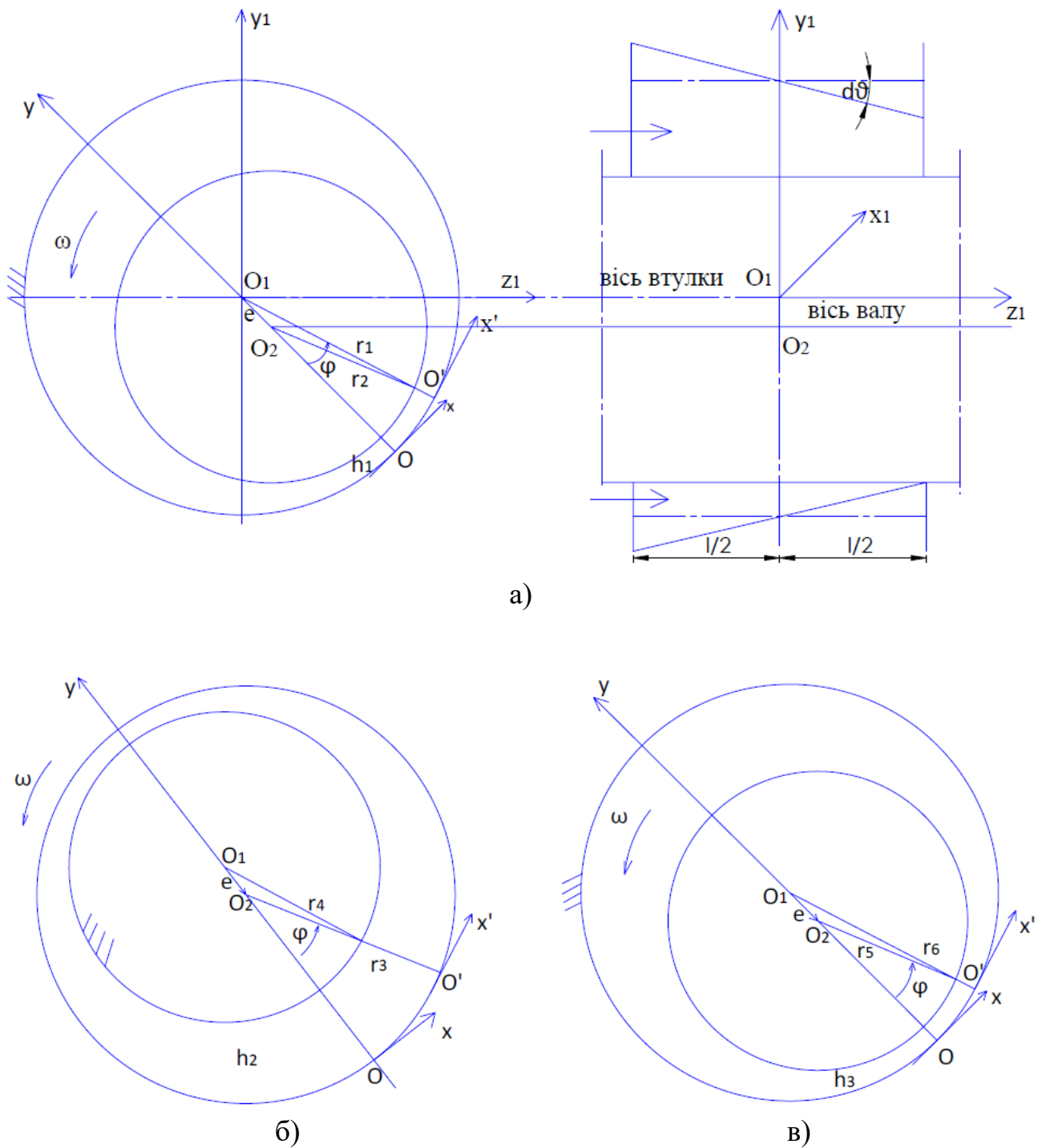
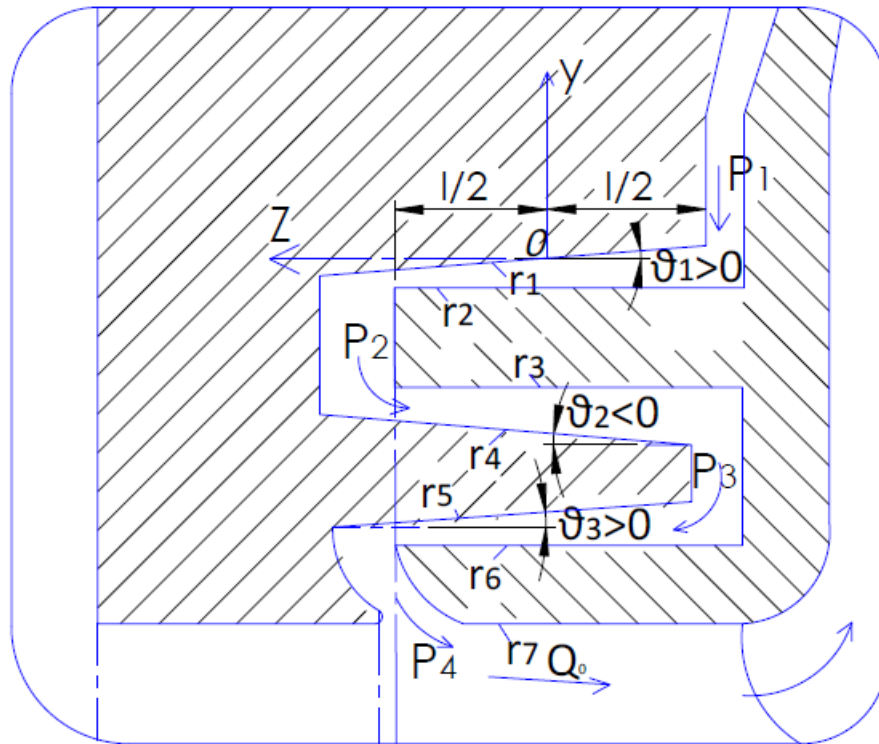
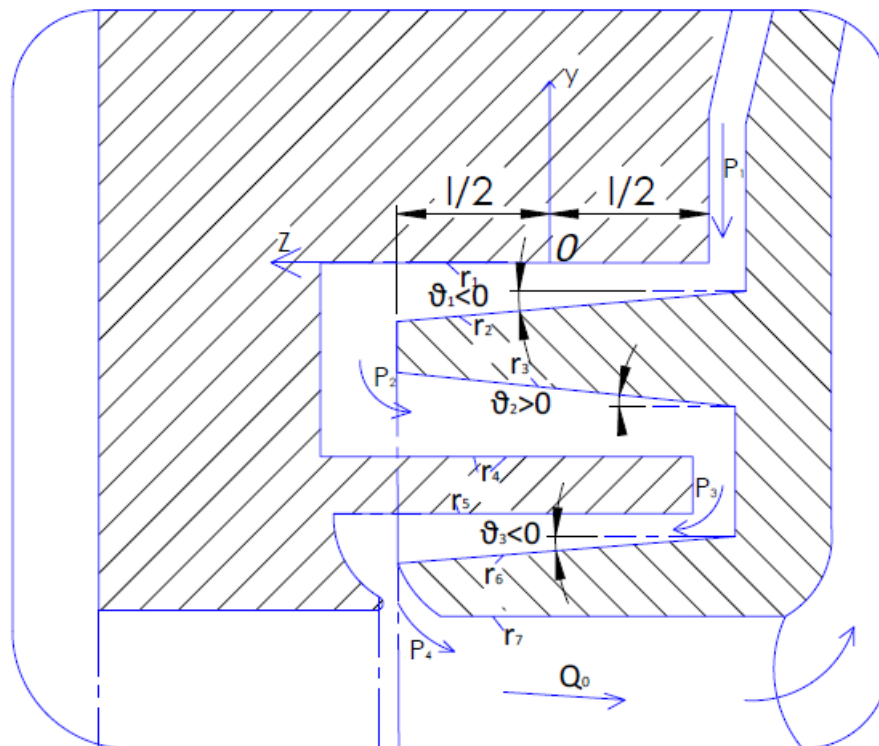


Рисунок 2.4 – Розрахункові схеми трьох послідовно розташованих кільцевих дроселів: а - перша шпарина, б - друга шпарина, в - третя шпарина

Обчислення витрат і радіальних гідродинамічних сил проводиться для автомодельної області турбулентної течії в дроселюючих каналах. Саме такий режим характерний для ущільнень багатоступневих відцентрових насосів.



а)



б)

Рисунок 2.5 – Осьовий переріз вузла трьохшпаринного ущільнення
 а)- $\vartheta_1 > 0; \vartheta_2 < 0; \vartheta_3 > 0$, б)- $\vartheta_1 < 0; \vartheta_2 > 0; \vartheta_3 < 0$

З радіальних сил, що виникають у кільцевих дроселях, розглядаються зважаючи на їх відносно малі значення, не враховуються. Використовуються лінеаризовані вирази радіальних сил, отримані в роботі [35] для одношпаринного ущільнення як з внутрішнім, так і з зовнішнім обертовими і коливальними циліндрами. Вихідним рівнянням течії в'язкої нестисливої рідини в каналі прийнято рівняння Рейнольдса розподілу тиску в короткому кільцевому каналі з відповідними граничними умовами.

2.5 Проекції сил в нерухомій системі координат і їх складання

Проекції сил, що діють на ротор, для трьох послідовно розташованих каналів (нумерація каналів по напрямку течії) в нерухомій системі координат виражаються формулами 8.32 і 8.34 монографії [78].

$$\begin{aligned}
 F_{px1} &= -k_{p1}(\theta_1 + \chi_1)x, & F_{py1} &= -k_{p1}(\theta_1 + \chi_1)y, \\
 F_{px2} &= -k_{p2}(\theta_2 + \chi_2)x, & F_{py2} &= -k_{p2}(\theta_2 + \chi_2)y, \\
 F_{px3} &= -k_{p3}(\theta_3 + \chi_3)x, & F_{py3} &= -k_{p3}(\theta_3 + \chi_3)y; \\
 F_{dx1} &= -k_{d1}\dot{x}, & F_{dx2} &= -k_{d2}\dot{x}, & F_{dx3} &= -k_{d3}\dot{x}, \\
 F_{dy1} &= -k_{d1}\dot{y}, & F_{dy2} &= -k_{d2}\dot{y}, & F_{dy3} &= -k_{d3}\dot{y}; \\
 F_{cx1} &= -\omega k_{c1}y, & F_{cx2} &= -\omega k_{c2}y, & F_{cx3} &= -\omega k_{c3}y, \\
 F_{cy1} &= \omega k_{c1}x, & F_{cy2} &= \omega k_{c2}x, & F_{cy3} &= \omega k_{c3}x.
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

Циліндричні стінки всіх трьох кільцевих каналів в початковому положенні співвісні, тому узагальнені координати і узагальнені швидкості для всіх каналів однакові.

У наведених формулах використані наступні позначення:

$$\begin{aligned}
 k_{pi} &= \pi \frac{l_i R_i}{2H_i} \Delta p_i \left[\frac{\text{Н}}{\text{М}} \right], & k_{di} &= \pi R_i \frac{\mu l_i^3}{12H_i^3} 5 \cdot 10^{-3} Re, & \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}} \right] & k_{ci} = 0,5 \kappa_i k_{di} \left[\frac{\text{Н}}{\text{М}} \right], \\
 q_0 &= 10 \left(\frac{\Delta p_i H_i^3}{\rho l_i} \right)^{0,5} \left[\frac{\text{М}^2}{\text{с}} \right], & Re &= \frac{2\rho q_0}{\mu}, & \chi_i &\approx \frac{1}{1 + 0,02 l_i / H_i}, & \theta_i &= \frac{\vartheta_i l_i}{2H_i}; \\
 R_1 &= 0,5(r_1 + r_2), & R_2 &= 0,5(r_3 + r_4), & R_3 &= 0,5(r_5 + r_6); \\
 H_1 &= r_1 - r_2, & H_2 &= r_3 - r_4, & H_3 &= r_5 - r_6;
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

де $i = 1, 2, 3$ – номери каналів, ρ, μ – питома густина і динамічна в'язкість рідини, $\kappa_i = 2 \omega_{\tau i} / \omega$ – коефіцієнт закрутки потоку в i -му каналі, $\omega_{\tau i}$ – середня по товщині зазору кутова швидкість рідини, ω – частота обертання ротора, χ – відносний коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат; $r_{k..}$ ($k = 1, 2, \dots, 6$) – середній по довжині каналу радіус k -ї стінки.

Суми однойменних проекцій запишемо у вигляді функцій узагальнених координат і швидкостей:

$$\begin{aligned} F_{px} &= \sum_{i=1}^3 F_{pxi} = -K_p x, F_{py} = \sum_{i=1}^3 F_{pyi} = -K_p y, \\ F_{dx} &= \sum_{i=1}^3 F_{dxi} = -K_d \dot{x}, F_{dy} = \sum_{i=1}^3 F_{dyi} = -K_d \dot{y}, \\ F_{cx} &= \sum_{i=1}^3 F_{cxi} = -\omega K_c y, F_{cy} = \sum_{i=1}^3 F_{cyi} = \omega K_c x; \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} K_p &= k_{p1} b_1 + k_{p2} b_2 + k_{p3} b_3, b_i = \theta_i + \chi_i \\ K_d &= k_{d1} + k_{d2} + k_{d3}, K_c = 0,5(k_{d1} \kappa_1 + k_{d2} \kappa_2 + k_{d3} \kappa_3). \end{aligned} \quad (2.26)$$

Коефіцієнти (2.26) представляють собою сумарні коефіцієнти потенційних (K_p), дисипативних (K_d) і циркуляційних (ωK_c) сил.

Коефіцієнти потенційних сил (коефіцієнти гідростатичної жорсткості) пропорційні дроселюючому на даному зазорі перепаду тиску. Для його визначення потрібно користуватися умовою суцільності, на підставі якої витрати через всі послідовно з'єднані канали однакові: $Q_1 = Q_2 = Q_3$. При цьому в першому наближенні використовуємо формули витрат для автотурбулентної області турбулентної течії без урахування ексцентриситету і частоти обертання стінок і їх радіальних коливань:

$$Q_i = 2\pi R_i q_{0i}, q_{0i} = 10 \left(\frac{H_i^3}{\rho l_1} \Delta p_i \right)^{0.5} \quad (2.27)$$

де q_{0i} - витрата через канал одиничної ширини $R_i d\phi = 1$ i -го каналу, на якому дроселюється перепад тиску Δp_i . Тиски p_2, p_3 в торцевих камерах майже постійні по колу, так як порушення осьової симетрії, обумовлені ексцентриситетом кільцевих каналів, вирівнюються в камерах порівняно великого об'єму.

Виразимо витрати через окремі дроселі через турбулентні провідності

$$Q_i = g_i \sqrt{\Delta p_i}, g_i = 20\pi \left(\frac{R_i^2 H_i^3}{\rho l_i} \right)^{0.5}, \quad (2.28)$$

Використовуємо дві рівності $Q_1^2 = Q_2^2, Q_2^2 = Q_3^2$, з яких, після підстановки (2.27) і виразів

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2, \Delta p_2 = p_2 - p_3, \Delta p_3 = p_3 - p_4, \quad (2.29)$$

отримаємо рівняння відносно тисків p_2, p_3 :

$$\begin{aligned} (g_1^2 + g_2^2)p_2 - g_2^2 p_3 &= g_1^2 p_1, \\ -g_2^2 p_2 + (g_2^2 + g_3^2)p_3 &= g_3^2 p_4. \end{aligned}$$

За формулами Крамера знаходимо тиски в торцевих камерах

$$p_2 = \frac{g_1^2 (g_2^2 + g_3^2) p_1 - g_2^2 g_3^2 p_4}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}, p_3 = \frac{g_1^2 g_2^2 p_1 + (g_1^2 + g_2^2) g_3^2 p_4}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}$$

і перепади тиску на ущільнюючих зазорах:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = \frac{G^2}{g_1^2} \Delta p_0, \Delta p_2 = p_2 - p_3 = \frac{G^2}{g_2^2} \Delta p_0, \Delta p_3 = p_3 - p_4 = \frac{G^2}{g_3^2} \Delta p_0 \quad (2.30)$$

В останніх формулах введена еквівалентна провідність трьох послідовно з'єднаних турбулентних дроселів:

$$G = \sqrt{\frac{g_1^2 g_2^2 g_3^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}}. \quad (2.31)$$

Тепер сумарний коефіцієнт гідростатичної жорсткості трьохшпаринного ущільнення набуває вигляду:

$$K_p = \frac{\pi}{2} \Delta p_0 G^2 \left(\frac{b_1 l_1 R_1}{g_1^2 H_1} + \frac{b_2 l_2 R_2}{g_2^2 H_2} + \frac{b_3 l_3 R_3}{g_3^2 H_3} \right). \quad (2.32)$$

Для двохшпаринного ущільнення, коли $g_3 \rightarrow \infty$, потрібно в формулах (2.26) прийняти $k_{p3} = k_{d3} = 0$, а формули (2.31) і (2.32) перетворюються до вигляду

$$G^{(2)} = \sqrt{\frac{g_1^2 g_2^2}{g_1^2 + g_2^2}}, K_p^{(2)} = \frac{\pi}{2} \Delta p_0 G^{2(2)} \left(\frac{b_1 l_1 R_1}{g_1^2 H_1} + \frac{b_2 l_2 R_2}{g_2^2 H_2} \right). \quad (2.33)$$

Оцінку витрат можна отримати за формулами (2.28) для одного з каналів, використовуючи відповідний цьому каналу перепад тиску (2.30), або за формулою

$$Q = G \sqrt{\Delta p_0}, \quad (2.34)$$

в якій витрати виражені через ущільнюваний перепад тиску і еквівалентну провідність (2.31) послідовних дроселів.

2.6 Рівняння радіальних коливань одномасового неврівноваженого ротора

Розглянемо неврівноважений одномасовий ротор в жорстких опорах з одним трьохшпаринним ущільненням. Сила тяжіння не враховується. Рівняння руху в проекціях на осі нерухомої системи координат з урахуванням сил (2.25) для радіальних коливань мають вигляд [77]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + K_d\dot{x} + K_px + \omega K_c y &= ma\omega^2 \cos \omega t, \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + K_d\dot{y} + K_py - \omega K_c x &= ma\omega^2 \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Відповідну однорідну систему представимо у вигляді

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2n_d\dot{x} + \Omega^2 x + \omega 2n_c y &= 0, \\ \ddot{y} + 2n_d\dot{y} + \Omega^2 y - \omega 2n_c x &= 0, \end{aligned} \quad (2.36)$$

де

$$2n_d = (c + K_d)/m, 2n_c = K_c/m, \Omega^2 = (k + K_p)/m = \omega_0^2 + \omega_p^2. \quad (2.37)$$

Рівняння (2.36) використовуємо для оцінки стійкості радіальних коливань. Загальне рішення цих рівнянь: $x = B_x e^{\lambda t}$, $y = B_y e^{\lambda t}$. Підставивши рішення в (2.36), отримаємо систему алгебраїчних рівнянь відносно амплітуд ($t > 0$):

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + 2n_d\lambda + \Omega^2)B_x + 2\omega n_c B_y &= 0, \\ -2\omega n_c B_x + (\lambda^2 + 2n_d\lambda + \Omega^2)B_y &= 0. \end{aligned}$$

Умовою існування відмінних від нуля рішень є рівність нулю визначника системи, розкривши який прийдемо до характеристичного рівняння

$$a_0\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0,$$

де

$$a_0 = 1, a_1 = 4n_d, a_2 = 4n_d^2 + 2\Omega^2, a_3 = 4n_d\Omega^2, a_4 = 4\omega^2 n_c^2 + \Omega^4. \quad (2.38)$$

За критерієм Рауса-Гурвіца для стійкості системи 4-го порядку необхідно і достатньо, щоб всі коефіцієнти (2.38) характеристичного рівняння були позитивними, і щоб виконувалася нерівність $a_1 a_2 a_3 > a_0 a_3^2 + a_1^2 a_4$. З урахуванням (2.37) і (2.38) остання нерівність набуває вигляду

$$n_d^2 \Omega^2 > n_c^2 \omega^2 \text{ або } \omega < \frac{n_d}{n_c} \Omega = \frac{c + K_d}{K_c} \sqrt{\frac{k + K_p}{m}}. \quad (2.39)$$

Таким чином, розширюють область стійкості сумарні жорсткість і демпфування, а дестабілізуючий ефект надає циркуляційна сила.

Практичний інтерес представляє оцінка стійкості для випадку, коли ущільнюваний перепад тиску пропорційний квадрату частоти обертання: $\Delta p_0 = B \omega^2$, де $B = \Delta p_n / \omega_n^2$, $\Delta p_n, \omega_n$ - номінальні значення ущільнюваного перепаду тиску і частоти обертання $\Delta p_0 = \Delta p_n \omega^2 / \omega_n^2$. Підставивши значення $\Delta p_0 = \Delta p_n \omega^2 / \omega_n^2$ і $K_p = K_{pn} \omega^2 / \omega_n^2$ в умову стійкості (2.39), одержимо

$$\omega < \frac{n_d}{n_c} \omega_0 / \sqrt{1 - \left(\frac{n_d}{n_c} \cdot \frac{\omega_0}{\omega_n}\right)^2 \cdot \frac{K_{pn}}{k}}. \quad (2.40)$$

Якщо параметри ущільнення обрані так, що знаменник (2.40) рівний нулю, межа стійкості відсувається в нескінченність: при будь-якій досяжній частоті обертання ротор зберігає стійкість.

Повернемося до вимушених коливань, описуваних системою (2.35). Помноживши друге рівняння на уявну одиницю і склавши рівняння почленно, отримаємо з урахуванням (2.37) спресовану форму з комплексною змінною $z = x + iy$:

$$\ddot{z} + 2n_d \dot{z} + \Omega^2 z - i\omega 2n_c z = a\omega^2 e^{i\omega t}. \quad (2.41)$$

Розв'язок рівняння має вигляд $z = z_a e^{i(\omega t + \phi)}$. Після його підстановки і скорочення на $e^{i\omega t}$, отримаємо алгебраїчне рівняння з комплексними коефіцієнтами

$$[\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2 + i\omega 2(n_d - n_c)]z_a e^{i\phi} = a\omega^2, \quad (2.42)$$

в якому комплексне число в квадратних дужках

$$D(i\omega) = U + i\omega V, U = \omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2, V = 2(n_d - n_c) \quad (2.43)$$

є власним оператором системи ротор-ущільнення.

Відношення реакції до зовнішнього гармонійного впливу представляє частотну передаточну функцію $W(i\omega)$:

$$W(i\omega) = \frac{z_a}{a\omega^2} e^{i\phi} = A_*(\omega) e^{i\phi(\omega)} = \frac{1}{U(\omega) + i\omega V(\omega)}; \quad A_* = \frac{z_a}{a\omega^2}. \quad (2.44)$$

Розділивши дійсну і уявну частини передавальної функції, отримаємо

$$\begin{aligned} W(i\omega) &= A_*(\omega) e^{i\phi(\omega)} = U_1(\omega) - i\omega V_1(\omega), \\ U_1 &= U/(U^2 + \omega^2 V^2), \quad V_1 = \omega V/(U^2 + \omega^2 V^2). \end{aligned} \quad (2.45)$$

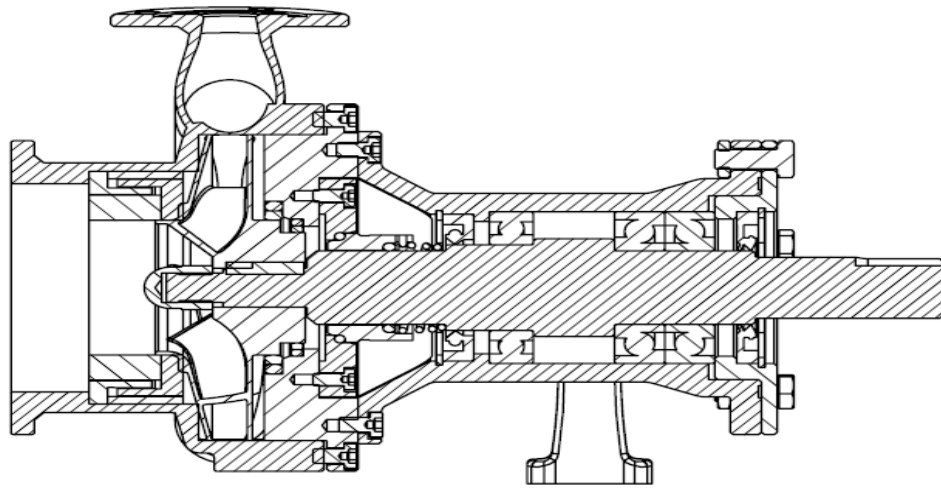
Амплітуда $A_* = \frac{\omega^2}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}$ і фаза $\phi = -\arctg \omega \frac{V}{U}$: цього комплексного числа представляють амплітудну і фазову частотні характеристики. В даному випадку інерційного збудження, щоб надати амплітуді безрозмірний вид, в якості амплітудної характеристики приймемо відношення $A = z_a/a = \omega^2 A_*$. Як впливає з (2.43) - (2.45),

$$\begin{aligned} A(\omega) &= \omega^2 A_* = \frac{\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2)^2 + \omega^2 [2(n_d - n_c)]^2}}, \\ \phi(\omega) &= -\arctg \omega \frac{V}{U} = -\arctg \omega 2 \frac{n_d - n_c}{\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2}. \end{aligned} \quad (2.46)$$

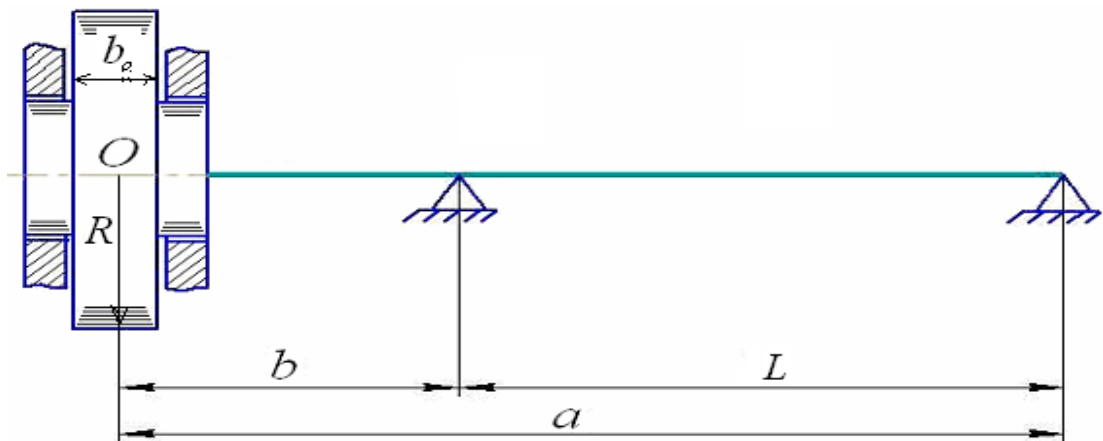
Останнім формулами можна надати більш наглядний вигляд, використовуючи позначення показника згасання $\xi = (n_d - n_c)/\Omega$ і безрозмірної частоти обертання $\nu = \omega/\omega_0$. З цими позначками формули (2.46) приймають вигляд

$$A(v) = \frac{v^2}{\sqrt{\left(1 + \frac{\omega_p^2}{\omega_0^2} - v^2\right)^2 + (2\xi v)^2}}, \quad \phi(v) = -\arctg \frac{2\xi v}{1 + \frac{\omega_p^2}{\omega_0^2} - v^2}. \quad (2.47)$$

2.7 Аналітична оцінка вібраційних характеристик ротора без ущільнень



а)



б)

Рисунок 2.6 – Конструкція консольного насосу (а), розрахункова схема консольного насосу (б)

Числовий аналіз для оцінювання впливу шпаринних ущільнень будемо проводити для одноступінчатого консольного насоса (рис 2.6 а, рис 2.6 б).

Вихідні дані: $a=197$ мм; $b=94$ мм; параметри ротора: $d=10$ мм; приведена маса ротора $m=4,6$ кг; модуль пружності матеріалу вала $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; номінальна

робоча частота обертання ротора $\omega_n=300$ рад/с, коефіцієнт зовнішнього демпфування не враховуємо: $c=0$.

Геометричні параметри ущільнень:

Трьохшпаринне ущільнення: $R_1=0.044$ м; $R_2=0.041$ м; $R_3=0.038$ м; $l_1=0.021$ м; $l_2=0.011$ м; $l_3=0.02$ м; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}$ м; $H_2=0.4 \cdot 10^{-3}$ м; $H_3=0.2 \cdot 10^{-3}$ м; $\xi=0,05$.

Двохшпаринне ущільнення: $R_1=0.044$ м; $R_2=0.041$ м; $l_1=0.021$ м; $l_2=0.011$ м; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}$ м; $H_2=0.4 \cdot 10^{-3}$ м; $\xi=0,05$.

Одношпаринне ущільнення: $R_1=0.044$ м; $l_1=0.021$ м; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}$ м; $\xi=0,05$.

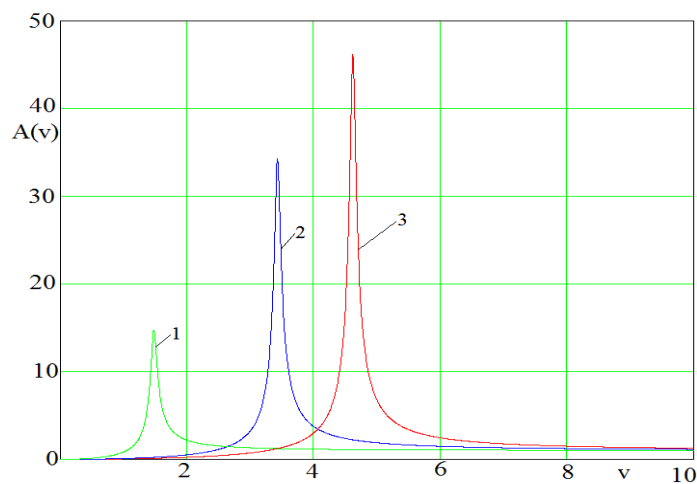
Номінальний перепад тиску на ущільненнях, $\Delta p_n=4$ МПа. Перекачувана рідина – вода, температура 20 С°, густина $\rho=10^3$ Па·с. Режим руху рідини – автомодельна область турбулентної течії.

Числові значення коефіцієнтів радіальних сил при паралельних шпаринах приведені в табл. 2.2. На рис. 2.7 показані частотні характеристики, побудовані для трьох ущільнень.

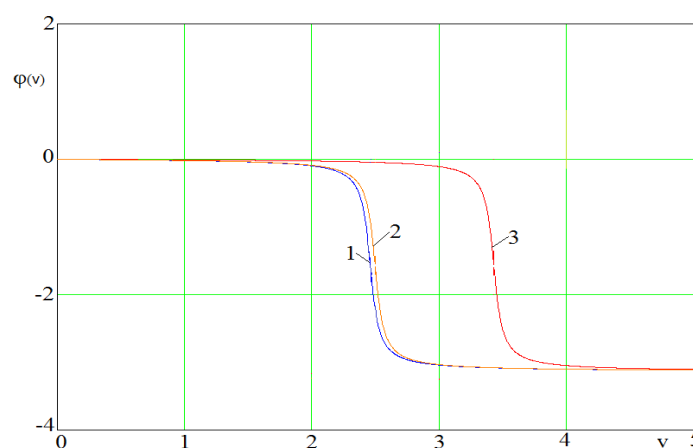
В табл. 2.3 наведені результати обчислення коефіцієнтів жорсткості трьохшпаринного ущільнення при перепаді тиску 4 МПа для п'яти випадків параметрів конусності. Амплітудні та фазові частотні характеристики для трьохшпаринного ущільнення при різних θ в безрозмірному вигляді приведені на рисунку 2.8.

Отримані рівняння вимушених коливань з врахуванням конусності, для визначення демпфіруючих, потенціальних та циркуляційних сил. Коефіцієнти в рівняннях враховують сили, котрі виникають в двох- та трьохшпаринних ущільненнях. Підбором геометричних параметрів багатошпаринних ущільнень можна забезпечити потрібні динамічні характеристики системи. На основі зробленого аналітичного аналізу можна зробити наступні висновки. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витоки перекачуваного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у

порівнянні з одношпаринним на 32,4 % при збільшеній другій шпарині та 41,2% при однакових радіальних зазорах для приведених конструкцій. При порівнянні одношпаринного ущільнення з двошпаринним ущільненням зі здвоєною другою шпариною витрати зменшуються лише на 2,9 %, а з однаковими шпаринами на 20,6 %. Коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин, так для трьохшпаринного в порівнянні з одношпаринним ущільненням коефіцієнт жорсткості більший на 53,2 %. Тобто таке ущільнення з урахуванням того, що торцеві камери достатньо великі для вирівнювання по них тиску, можна розглядати як послідовно розташовані одношпаринні ущільнення. Гідростатична сила в них завжди центрує вал.



а)



б)

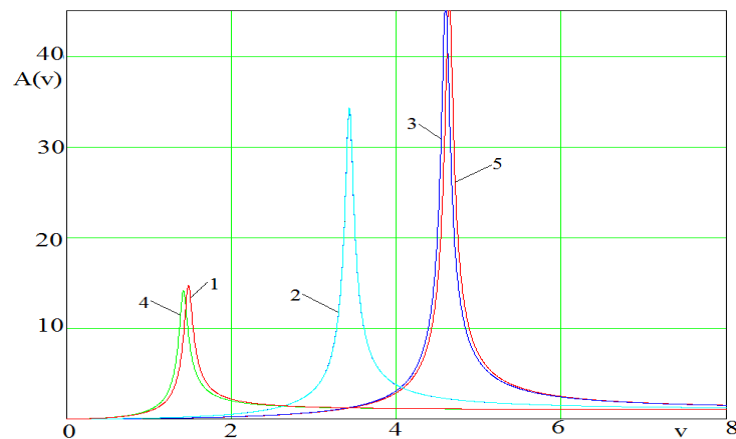
Рисунок 2.7 – Амплітудні (а) та фазові (б) частотні характеристики при постійному перепаді тиску на ущільненнях: 1-одношпаринне; 2-двошпаринне; 3-трьохшпаринне

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти радіальних сил та величина витоків

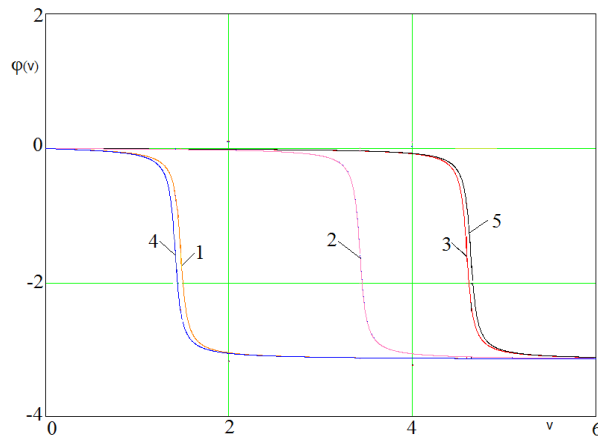
Типи ущільнень	Результати розрахунків			
	$k_p \left[\frac{H}{M} \right]$	$k_d \left[\frac{H \cdot c}{M} \right]$	$k_c \left[\frac{H}{M} \right]$	$Q \text{ (м}^3\text{/с)}$
Одношпаринне	3.96×10^6	1×10^3	268	$3.4 \cdot 10^{-3}$
Двохшпаринне зі здвоєним зазором другої шпарини ($h_1=2h_2$)	4.11×10^6	1.1×10^3	274	$3.3 \cdot 10^{-3}$
Порівняння з одношпаринним %	3.65	9.1	2.2	2.9
Двохшпаринне ($h_1=h_2$)	4.66×10^6	1.1×10^3	277	$2.7 \cdot 10^{-3}$
Порівняння з одношпаринним %	15	9.1	3.3	20.6
Трьохшпаринне зі здвоєним зазором другої шпарини ($h_1=2h_2=h_3$)	8.46×10^6	2×10^3	506	$2.3 \cdot 10^{-3}$
Порівняння з одношпаринним %	53.2	50	47	32.4
Трьохшпаринне ($h_1=h_2=h_3$)	8.2×10^6	1.95×10^3	487.6	$2 \cdot 10^{-3}$
Порівняння з одношпаринним %	51.7	48.7	45	41.2

Таблиця 2.3 – Коефіцієнти жорсткості трьохшпаринного ущільнення за різних θ

№ п/п	θ	$k_p \left[\frac{H}{M} \right]$
1	0,3;-0,3;0,3	1.59×10^7
2	0;0;0	8.5×10^6
3	-0,3;0,3;-0,3	9.23×10^5
4	0,3;0,3;0,3	1.61×10^7
5	-0,3;-0,3;-0,3	7.87×10^5



а)



б)

Рисунок 2.8 – Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики для трьохшпаринного ущільнення:

$$\begin{array}{ccccc}
 -0,3 & 0 & 0,3 & -0,3 & 0,3 \\
 1-\theta_i = & 0,3 & ; & 2-\theta_i = 0 & ; & 3-\theta_i = -0,3 & ; & 4-\theta_i = -0,3 & ; & 5-\theta_i = 0,3 \\
 -0,3 & 0 & 0,3 & -0,3 & 0,3
 \end{array}$$

2.8 Висновки

Запропонована методика динамічного та статичного розрахунків на основі простої моделі ротора з багатошпаринним ущільненням, яка дозволяє оцінити критичні частоти обертання ротора та амплітудно-фазові частотні характеристики його вимушених коливань.

Отримані рівняння вимушених коливань з врахуванням конусності, для визначення демпфіруючих, потенціальних та циркуляційних сил. Коефіцієнти в рівняннях враховують сили, котрі виникають в двох- та трьохшпаринних ущільненнях. Підбором геометричних параметрів багатошпаринних ущільнень можна забезпечити потрібні динамічні характеристики системи. На основі зробленого аналітичного аналізу можна зробити наступні висновки. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витоки перекачуваного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у порівнянні з одношпаринним 32,4 % при збільшеному радіальному зазорі в

другій шпарині та 41,2 % при однакових радіальних зазорах для приведених конструкцій. При порівнянні одношпаринного з двошпаринним зі здвоєною другою шпариною витрати зменшуються лише на 2,9 %, а з однаковими шпаринами на 20,6 %. Коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин, так для трьохшпаринного в порівнянні з одношпаринним ущільненням коефіцієнт жорсткості більший на 53,2 %. Тобто таке ущільнення з урахуванням, що торцеві камери достатньо великі для вирівнювання по них тиску, можна розглядати як послідовно розташовані одношпаринні ущільнення. Гідростатична сила в них завжди центрує вал.

Істотний вплив на амплітуди та фази має конусність кільцевого каналу. Конфузорність $\theta > 0$ підвищує критичні частоти, а дифузорність надає зворотний ефект. Тому при проектуванні ущільнень потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення дифузорних каналів. А при визначенні сили в парних шпаринах було допущено помилку в знаку.

РОЗДІЛ 3 СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРЬОХШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

3.1 Експериментальні та розрахункові дослідження при не обертовому валу

Як вже вище зазначено, основною задачею аналізу системи ротор-ущільнення є розрахунок гідродинамічних сил в кільцевих дроселях, які визначають вібраційний стан ротора. Існує необхідність розв'язання спільних рівнянь, що описують гідродинамічні процеси в ущільненнях і коливання вала з розподіленими параметрами, математичне описання яких представляє великі складнощі. При цьому складність задачі математичного описання фізичних процесів в шпаринних ущільненнях змушує йти на ряд спрощень математичної моделі.

Найбільш надійну оцінку правильності введених спрощень можна отримати на основі результатів експериментальних та розрахункових досліджень. Експериментальні дослідження є критерієм правильності запропонованих методів розрахунків [48]. При чому, розрахунковий аналіз гідродинамічних процесів в багатошпаринному ущільненні потребує розв'язання задачі в трьохмірній постановці за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки з відповідною верифікацією отриманих результатів досліджень шляхом порівняння їх з результатами експерименту.

Для визначення впливу радіальної та тангенціальної сил, процес досліджень можна поділити на дві основні частини:

1. Дослідження з не обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є вимірювання розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини в верхній і нижній частинах (в площині радіального прогину вала) для двох варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення (з однаковими шпаринами та з вдвічі збільшеною другою шпариною при осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм), а також величини витоків в залежності від ущільнювального тиску та радіального зміщення вала. Задачею розрахункових

досліджень є отримання розподілу гідростатичного тиску по довжині циліндричних зазорів та розподілу сумарної швидкості по довжині і окружності трьохшпаринного ущільнення двох варіантів конструкцій. І як результат, верифікація числової моделі та аналіз впливу конструкції та окремої шпарини трьохшпаринного ущільнення на величину та напрямок радіальної гідростатичної сили.

Треба відзначити, що гідростатична радіальна сила створюється тиском напірної течії і значно впливає на згинальну жорсткість вала [44]. Така сила має першочергове значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання вала [78,72].

2. Дослідження з обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є отримання амплітудно-частотних характеристик (АЧХ), траєкторій руху стінки вала та витоків в залежності від ущільнювального тиску та частоти обертання вала. Необхідно визначити критичні швидкості обертання та критичні амплітуди коливань вала. А також вплив двох варіантів конструкцій на динамічну стійкість вала та витоків в трьохшпаринних ущільненнях. Задачею розрахункових досліджень є аналіз гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення при прецесії вала за циліндричною траєкторією та ідентифікація динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування.

3.1.1 Описання експериментального стенда та методики експеримента

У відповідності до задач, пов'язаних з дослідженнями багатошпаринних ущільнень на базі проблемної лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського Сумського державного університету було вдосконалено експериментальний стенд, який дозволяє проводити дослідження шпаринних ущільнень, як в статичному (з не обертовим валом), так і в динамічному (з обертовим валом) режимах. Загальна схема експериментального стенда наведена на рис. 3.1. Експериментальна установка з консольним валом (рис. 3.2) дуже проста в

процесі збирання-розбирання ущільнювального вузла, при зміні роторних та статорних втулок немає необхідності демонтажу опорного вузла ротора і тому досліджувані елементи потрібні в одному екземплярі. Мінусом такої конструкції є неминучі кутові коливання обертової втулки ущільнення, що несе за собою виникнення додаткових гідродинамічних сил та моментів. Крім того, досвід попередніх робіт [62] показав, що вплив гіроскопічних моментів, а також моментів та сил, що виникають при перекосах осей деталей ущільнювального вузла, які утворюються кутовими коливаннями вала, приводить до похибок експерименту. Проте, дію перерахованих факторів в діапазоні частот обертання вала від 0 до 8000 об/хв та гідродинамічних параметрів ущільнення (величині ущільнювального тиску від 1,25 до 10 атм) можна звести до низького рівня за допомогою правильного підбору конструктивних розмірів вала та втулки.

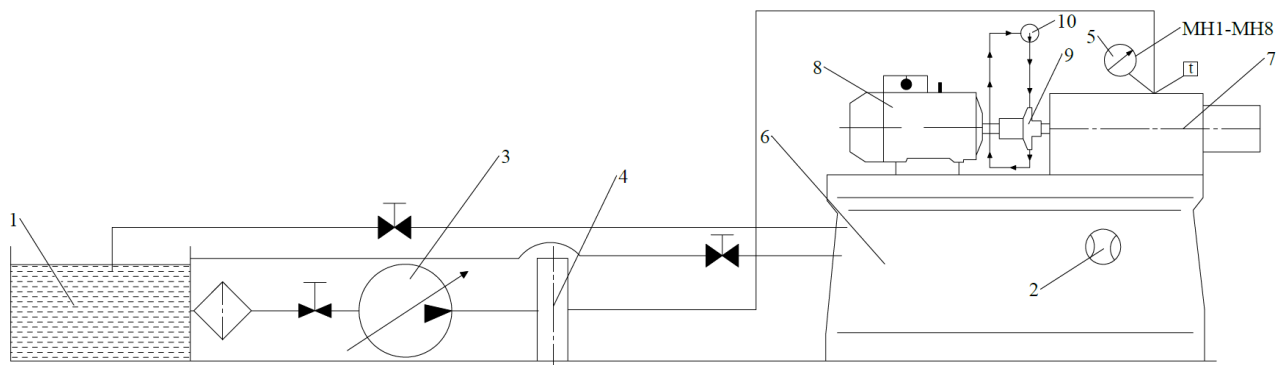


Рисунок 3.1 – Схема експериментального стенда:

- 1 - бак; 2 - мірна ємність; 3 - плунжерний насос; 4 - гасник пульсацій;
 5 - манометри; 6 - корпус установки; 7-досліджуваний вузол; 8 – двигун;
 9 – мультиплікатор; 10 – відцентровий маслонасос

Необхідні умови для роботи установки забезпечуються спеціальною системою підготовки і підведення ущільнюваного середовища - рідини (води). Для забезпечення ефективності експериментальних досліджень, використовується сучасна електронно-обчислювальна техніка.

Експериментальна установка (рис. 3.4) включає в себе досліджувану головку, керуючу інформаційно-вимірювальну систему, систему гідравлічного забезпечення, масло систему та блок живлення приводного двигуна.

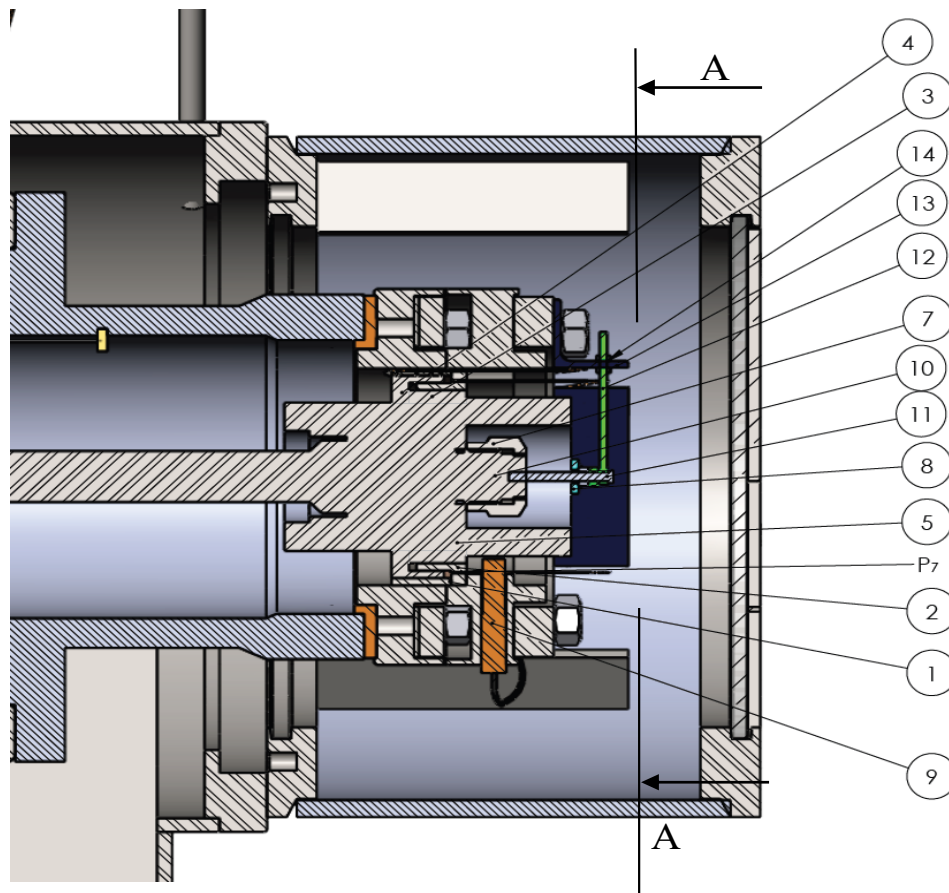


Рисунок 3.2 - Досліджуваний вузол трьохшпаринного ущільнення

Оснoву гідравлічної системи стенда (рис. 3.1) представляє трьохплунжерний електронасосний агрегат 3 (ПТІ-10/40), який забезпечує подачу води $2,8 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при максимальному тиску 5 МПа. Для вирівнювання тиску рідини застосовувався гасник пульсацій 4, виконаний у вигляді повітряного ковпака. Тиск регулюється за допомогою засувки, яка пропускає частину потоку робочої рідини через байпасний трубопровід.

Підведення робочого середовища до ущільнення здійснюється системою отворів у втулці (рис.3.4) 18, звідки рідина подається на шпаринне ущільнення 17 та досліджуване ущільнення. Витоки з досліджуваного ущільнення збираються в захисному кожусі 22 звідки вони потрапляють до витрато-мірального пристрою 26.

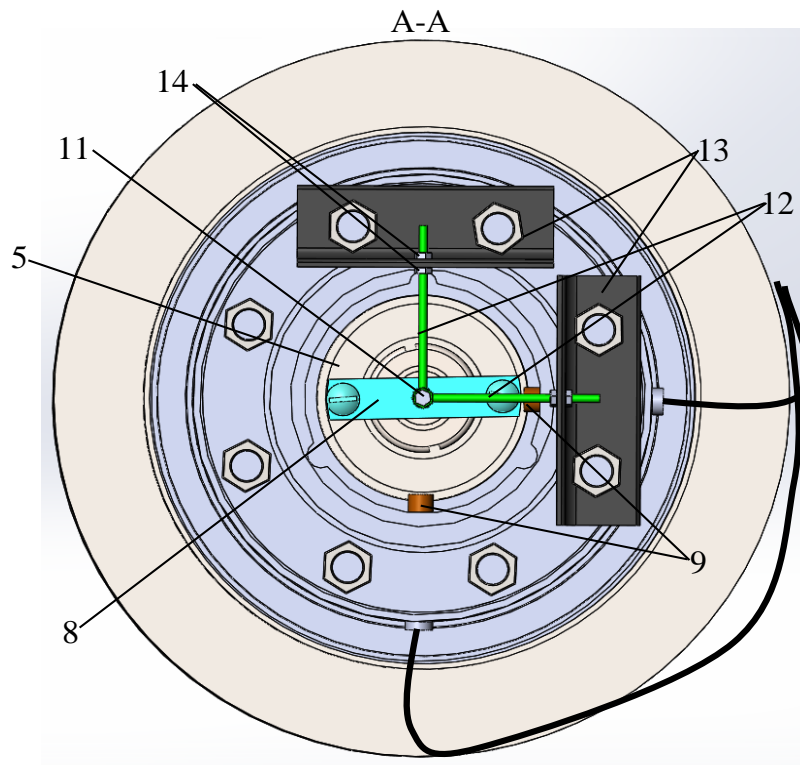


Рисунок 3.3 - Досліджуваний вузол ущільнення, вигляд спереду А-А

Центральною частиною стенда є досліджуваний вузол (рис. 3.2). Ущільнювальну пару утворюють два кільця 1,2 що нерухомо закріплені в статорній парі 6 та кільця 3,4, що з'єднані з обертовою роторною втулкою 5 за допомогою посадки з натягом, яка в свою чергу закріплена гайкою 7 на гнучкому валу 10. На рисунку 3.3 приведена роторна втулка 5, яка має на торцях різьбові отвори для закріплення важків, що дозволяють створювати штучний дисбаланс, для забезпечення зміщення центру мас вала, а при не обертовому валу для закріплення планки 8 використовується болт 11, в яку закріплені прутки 12 та приєднанні до кутників 13 за допомогою гайок М3 14, за допомогою яких можна регулювати розмір радіального переміщення роторної втулки трьохшпаринного ущільнення. Контроль величини радіального зміщення вала відбувається за допомогою вихрового перетворювача переміщення 9, який передає інформацію на осцилограф (рис 3.6).

Коефіцієнт жорсткості, це один із параметрів динамічних сил, котрий можна отримати експериментально та чисельно при постійному перепаді тиску, вимірюючи змінення тиску по довжині шпарини в залежності від величини радіального зміщення e . Цей параметр можливо використовувати для перевірки методів оцінювання гідродинамічних параметрів ущільнень, отриманих за допомогою числового розрахунку статичних та динамічних коефіцієнтів.

Для вимірювання тиску перед ущільненням використовується манометр 15 (рис. 3.4), для вимірювання гідростатичного тиску по довжині ущільнення використовувалася система манометрів 16 (мінімальний клас точності манометра - 2,5%). Система манометрів з'єднана капілярними трубками з місцями вимірювання гідростатичного тиску, які розміщені по довжині першої шпарини (рис. 3.5) та в протилежно направлених частинах першої камери. Розподіл гідростатичного тиску вимірюється в залежності від радіального зміщення вала в нижній частині першої шпарини ущільнення (в місці мінімального зазору $h-e$) та в верхній частині першої шпарини ущільнення (в місці максимального зазору $h+e$). Місця розташування отворів на кільцях статорної частини ущільнення показані на рис. 3.7. Вимірювання гідростатичного тиску в камері проводились з метою перевірки адекватності зміщення роторної втулки в протилежно направлених сторони.

Перед збиранням досліджуваного вузла виконувався контроль геометричних розмірів ущільнення (рис 3.8) та приєднувались капілярні трубки. Досліджуваний вузол ущільнення показаний на рис. 3.8, де I – стінка статорної частини складається з двох кілець 1, 2, кільце 1 встановлюється в статорну частину при посадці з натягом, а кільце 2 піджимається до нього за допомогою фіксуєчої втулки 6 (рис.3.4), II – стінка вала, також складається з двох кілець 3, 4, які встановлені на вал 5 (рис. 3.4) при посадці з натягом. Змінювався зовнішній діаметр кільця 2 з метою змінення розміру радіального зазору H_2 . Також існує можливість змінювати осьовий розмір камер l_2, l_4 (рис. 3.8) шляхом зміщення роторної втулки 5 (рис. 3.4). Дослідження проводились на воді (температура 20°C – 30°C) при перепадах

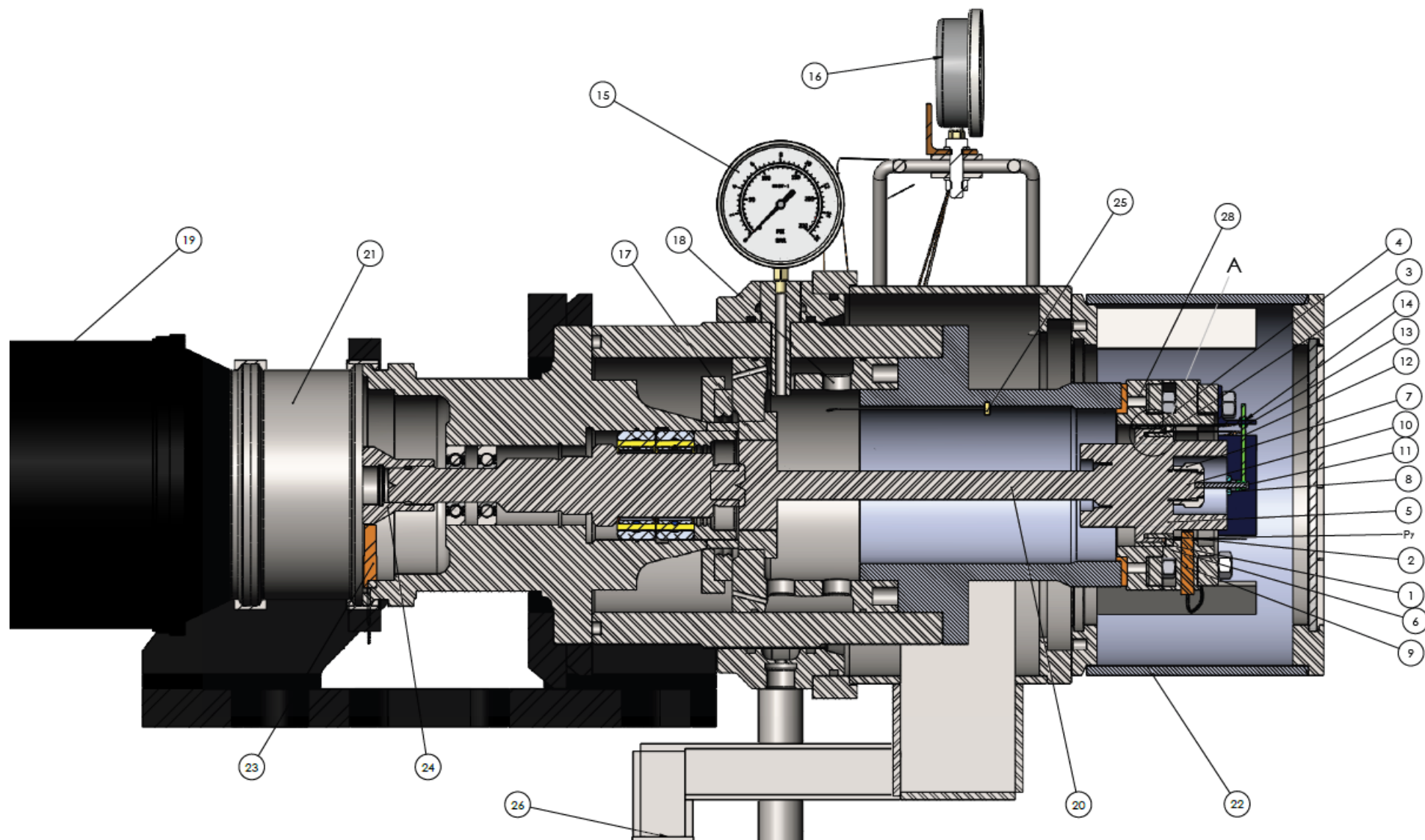


Рисунок 3.4 - Експериментальна установка

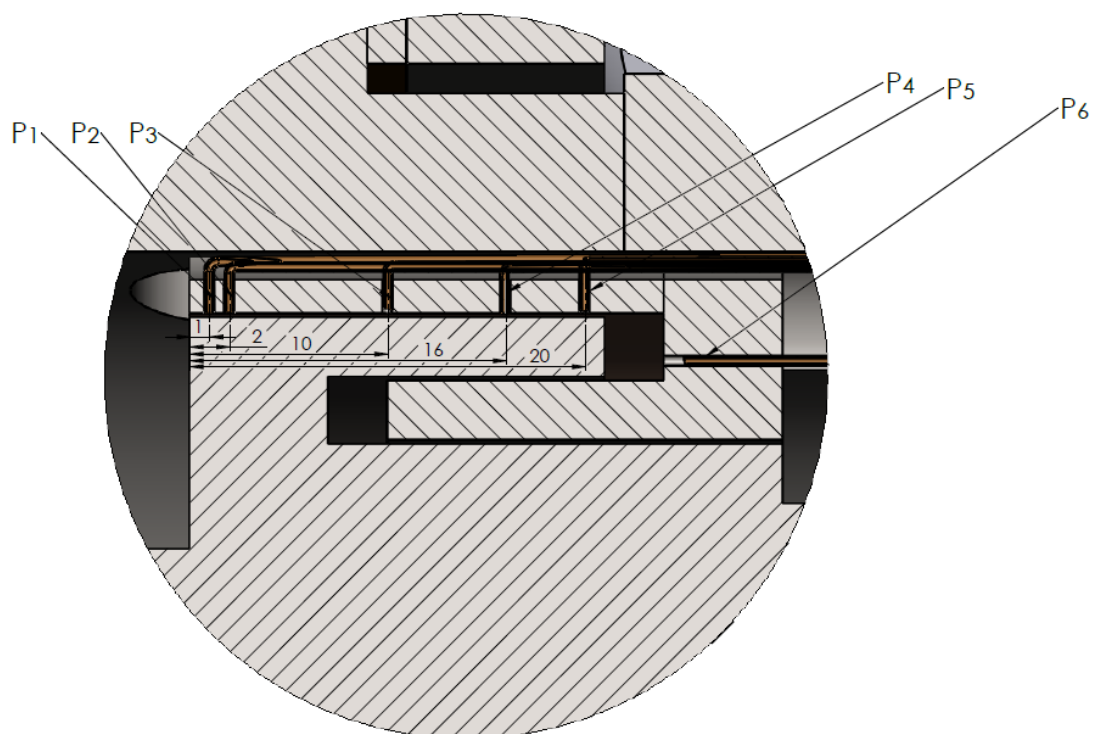


Рисунок 3.5 - Досліджуваний вузол, вигляд А (рис. 3.4)

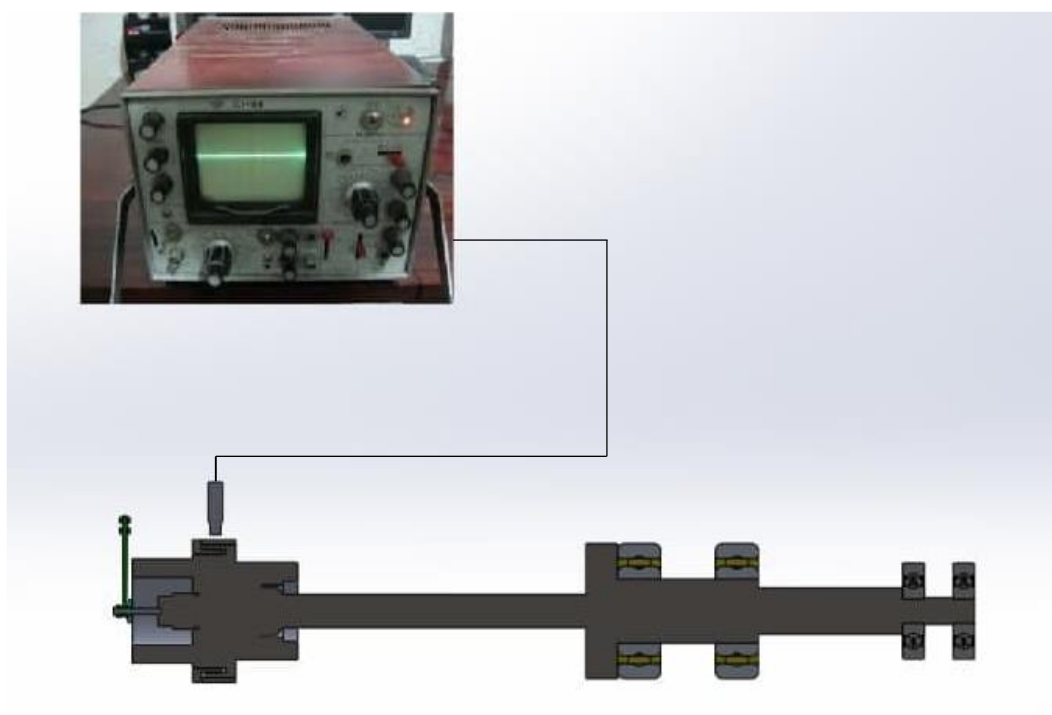


Рисунок 3.6 – Модель експериментального вузла з трьохшпаринним ущільненням

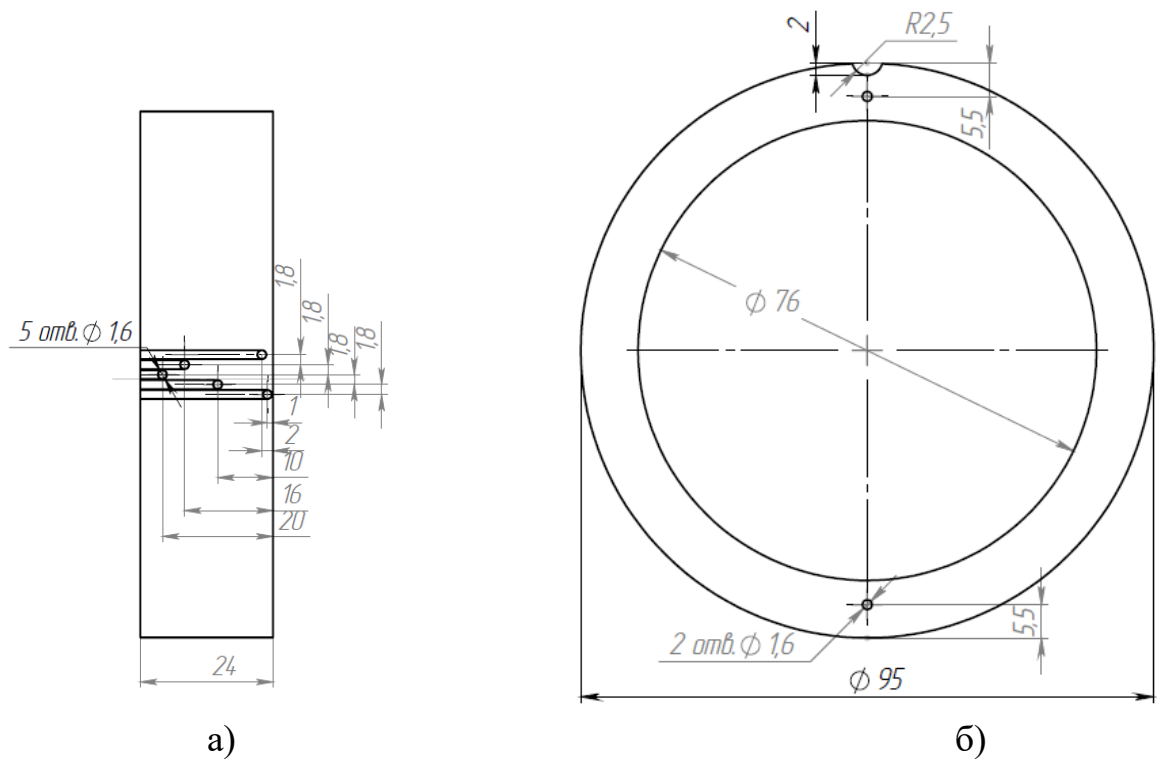


Рисунок 3.7 – Креслення місць розташувань отворів в нерухомо закріплених в статорній парі кільцях:

зовнішнє кільце 2 (а) та середнє кільце 1 (б) (рис. 3.2)

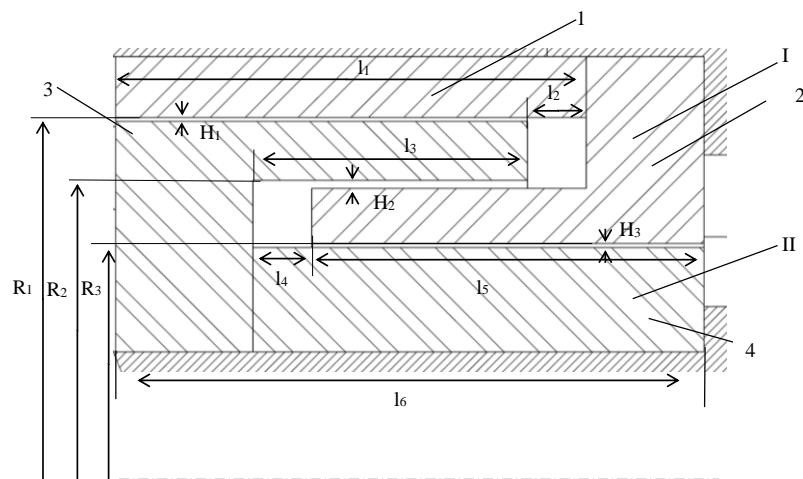


Рисунок 3.8 – Схема ущільнення (I- стінка статора, II- стінка вала)

$l_1=21\text{мм}; l_2= l_4=3\text{ мм}, 1\text{ мм } l_3=14\text{мм}; l_5=20\text{мм}; l_6=30\text{мм}; R_1=44.4\text{мм}; R_2=41.2\text{мм};$

$R_3=38\text{ мм}; H_1=0.2\text{ мм}; H_2=0.2\text{ мм}, 0.4\text{ мм}; H_3=0.2\text{ мм}$

ущільнювального тиску 0 – 1 МПа. На робочі перепад накладалися також обмеження по витокам (до $2 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), в результаті чого довелося обмежитись перепадами тиску до 1 МПа.

Вимірювані параметри: температура робочого середовища; величина гідростатичного тиску; витки в ущільненні, радіальне зміщення вала.

Експериментальні характеристики - залежність витоків рідини та розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини ущільнення від величини ущільнювального тиску та радіального зміщення вала.

Шорсткість ущільнювальних поверхонь статорних кілець $R_a=1,6$ (токарна обробка) та роторної втулки $R_a=1,25$ (шліфування абразивним кругом).

3.1.2 Розрахункові дослідження при не обертовому валу

Внаслідок розвитку комп'ютерних програм разом з можливістю візуалізації та інтерактивним тривимірним керуванням моделями, покращено процес створення CFD моделей та аналізу результатів, зробивши цей процес набагато менш трудомістким, скоротивши час а, отже і вартість. Сучасні комп'ютерні програми містять алгоритми, які дозволяють знаходити надійні розв'язання поставлених задач за розумний час.

Внаслідок цього, методи обчислювальної гідродинаміки зараз є визнаним інструментом промислового проектування, який допомагає скоротити час проектування та покращити процеси у світі інженерії. CFD стає хорошою альтернативою експериментальним дослідженням, при цьому різні варіанти моделювання виконуються достатньо швидко, пропонуючи очевидні переваги.

Для дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення (рис. 3.8) використовувався програмний комплекс ANSYS CFX, в якому за допомогою метода скінченних об'ємів елементів розв'язувалися рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом турбулентної течії нестисливої рідини, які замикались k-ε моделлю турбулентності. Розглядалась ізотермічна течія рідини (води). Точність використання вищенаведеної моделі турбулентної течії підтверджується

наявними в літературі результатами розрахунків шпаринних ущільнень. В стаціонарній постановці розглядалось радіальне зміщення валу без урахування його власного обертання.

Розрахункова сітка створювалась в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep, який дозволяє побудувати розгорнуту сітку на моделі, яка обертається навколо осі, де вихідні і цільові межі мають загальну топологію (рис. 3.9) [26,66,35]. По товщині зазору було задано 30 елементів. Для перевірки якості сітки, для однієї з конструкцій ущільнення виконувалась перевірка сіткової незалежності величини витоків та радіальної гідростатичної сили від кількості елементів N сітки (рис. 3.10). В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 7,5 млн. елементів. Проводилося згущення розрахункової сітки в пристінкових шарах. Якість сітки контролювалася по розподілу безрозмірного параметра Y^+ уздовж стінок проточної частини, який змінювався від 20 до 50, а також візуальному контролю, з метою недопущення наявності надмірно витягнутих або перекошених елементів. Як вже було сказано вище, при розрахунку використовувалася високорейнольдсова $k - \varepsilon$ модель турбулентності з інтенсивністю на вході 5% [53]. Ця модель є напівемпіричною і використовується для замикання рівнянь Рейнольдса. Вона представляє собою два диференціальних рівняння, які описують перенос кінетичної енергії турбулентності k і швидкість дисипації турбулентної енергії ε .

Задавались граничні умови: температура води на вході – 20 °С, величина вхідного тиску рідини до 1 МПа, величина тиску на виході з ущільнення 0 МПа. Гранична умова стінок - стаціонарні стінки з відсутністю ковзання. Під час розрахунку змінювався осьовий розмір з'єднувальних камер (рис. 3.8, $l_2=l_4$) від 0,5 мм до 4 мм та радіальні зміщення вала 0,04-0,16 мм [36]. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина приймаються постійними [30,22].

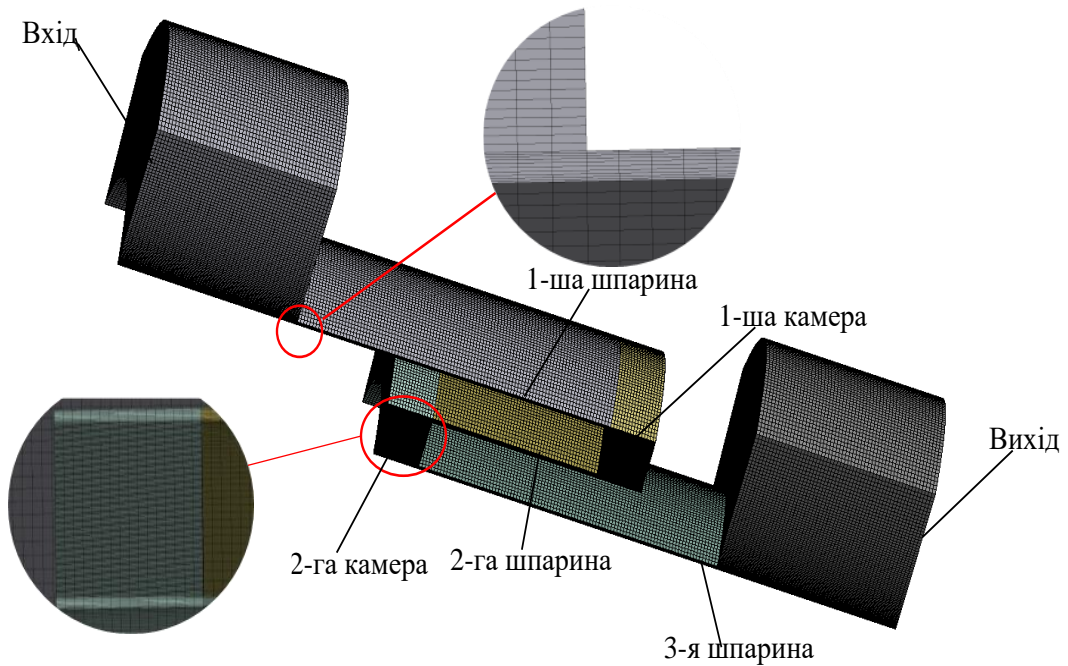


Рисунок 3.9 - Розрахункова сітка трьохшпаринного ущільнення

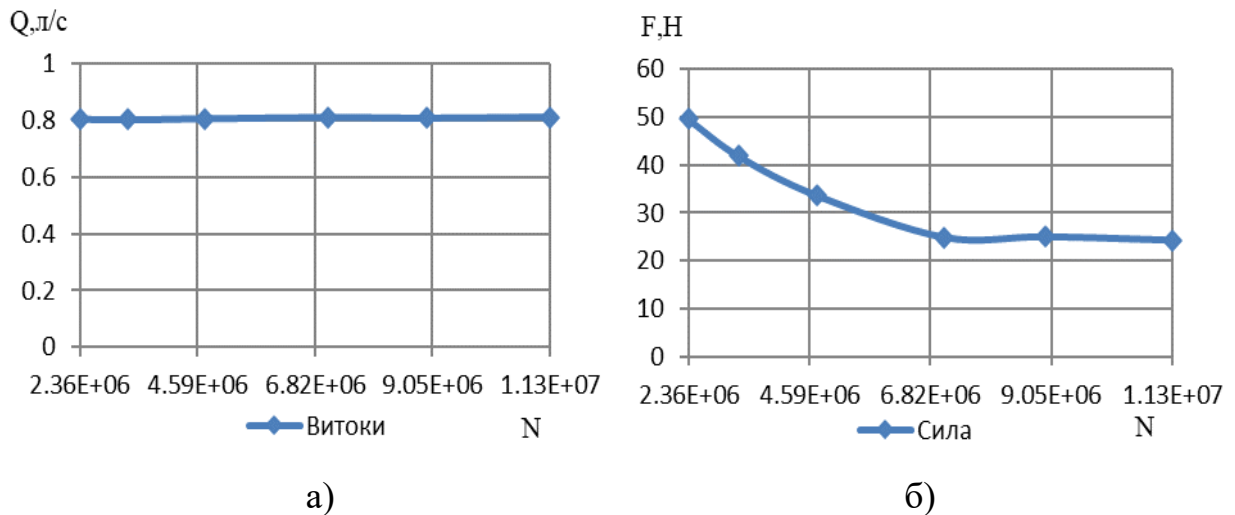


Рисунок 3.10 – Залежність величини витоків Q (а) та радіальної гідростатичної сили F (б) від кількості елементів N сітки

3.1.3 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень

В ході експериментальних та числових досліджень спочатку була розглянута модель трьохшпаринного ущільнення з однаковими радіальними розмірами шпарин I- варіант ($H_1 = H_2 = H_3$ рис. 3.8) при осьовому розмірі камер $K = l_2 = l_4 = 3$ мм та $K = 1$ мм. Потім проаналізовано II-варіант конструкції ($H_2 = 2H_1$

= $2H_3$, рис. 3.8) зі збільшеним в два рази радіальним зазором H_2 другої шпарини при $K=1$ мм та $K=3$ мм.

Отримано експериментальні залежності величини витоків (рис. 3.11) та розрахункові залежності розподілу тиску (рис. 3.12) від радіального зміщення вала e . На рис. 3.12 вказані сумарні значення гідростатичних радіальних сил, отриманих в розрахункових дослідженнях. Наведені величини гідростатичних сил для кожної окремої шпарини.

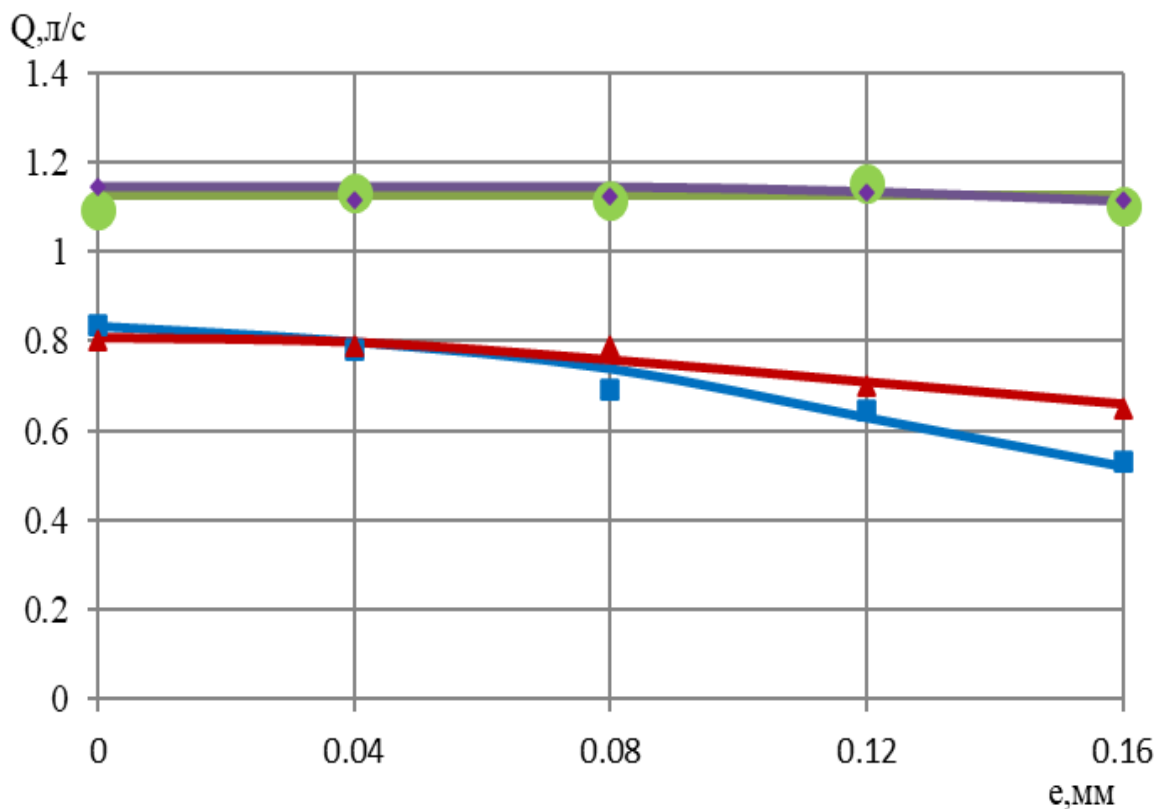
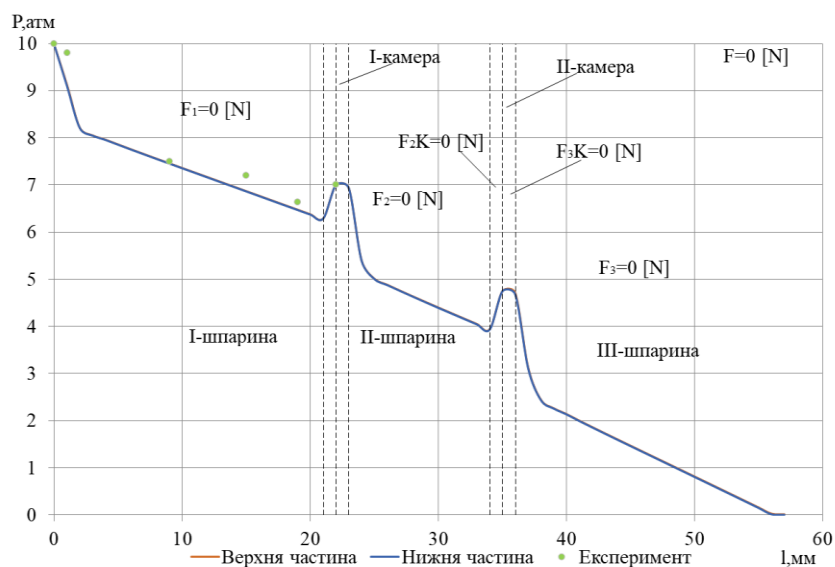
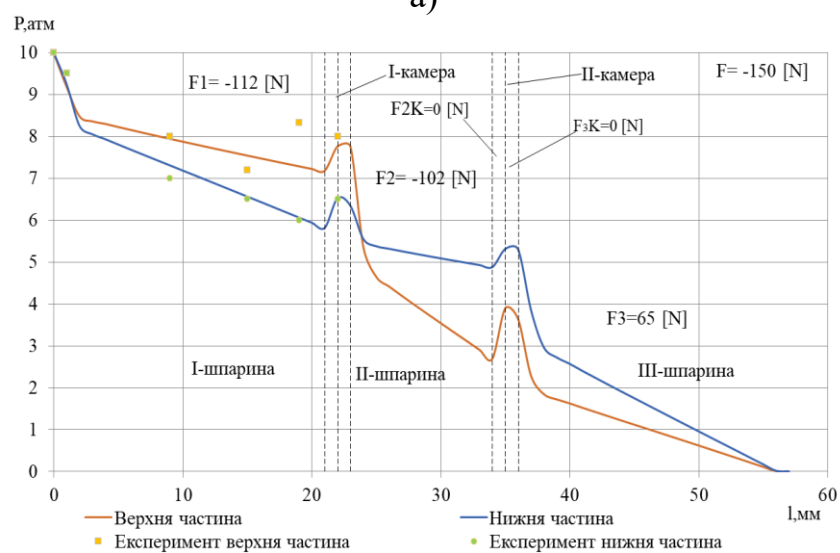


Рисунок 3.11 – Експериментальна залежність величини витоків від радіального зміщення вала для різних варіантів конструкцій при не обертовому валу:

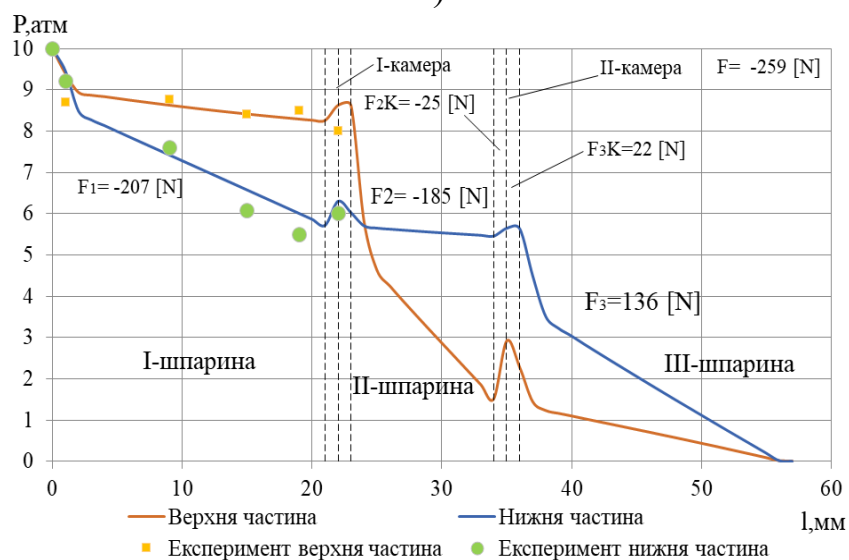
- І-варіант $K=1$ мм, розрахунок; — І-варіант $K=3$ мм, розрахунок;
- ІІ-варіант $K=1$ мм, розрахунок; — ІІ-варіант $K=3$ мм розрахунок;
- І-варіант $K=1$ мм, експеримент; ▲ І-варіант $K=3$ мм, експеримент;
- ІІ-варіант $K=1$ мм, експеримент; ◆ ІІ-варіант $K=3$ мм, експеримент



а)

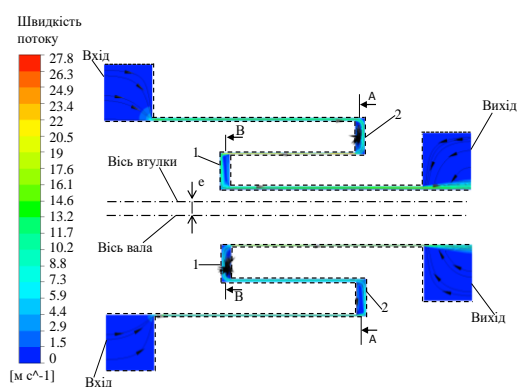


б)

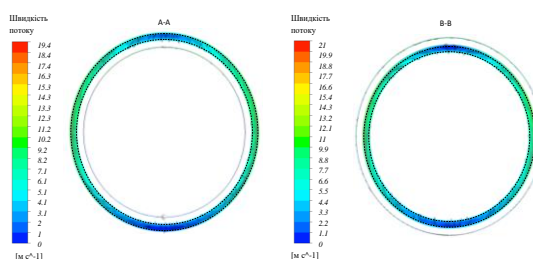


в)

Рисунок 3.12 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з однаковими шпаринами при $K=1 \text{ мм}$: $e=0 \text{ мм}$ (а), $e=0,04 \text{ мм}$ (б), $0,08 \text{ мм}$ (в)



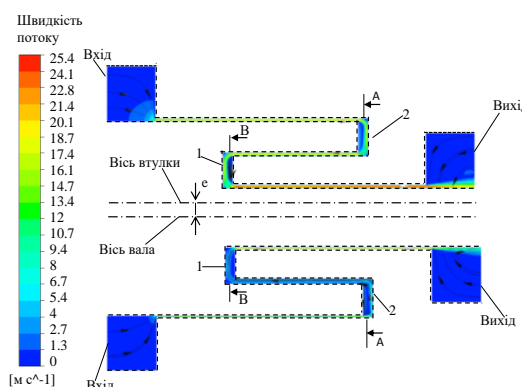
а)



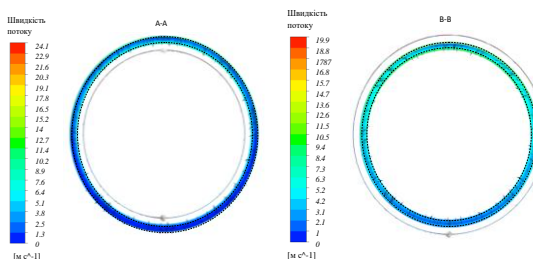
б)

в)

Рисунок 3.13 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з однаковими шпаринами при $K=1$ мм, $e=0,08$ мм



а)



б)

в)

Рисунок 3.14 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з здовоєною другою шпариною при $K=1$ мм, $e=0,08$ мм

На рис. 3.12 наведено порівняння розподілу гідростатичного тиску по довжині трьохшпаринного ущільнення, отримане за результатами розрахункових досліджень, з розподілом гідростатичного тиску по довжині першої шпарини, отриманим з експерименту. Максимальна відносна похибка склала 12,4 %. Із рисунків 3.12 а,б,в видно, що для першого варіанту конструкції з однаковими шпаринами і осьовим розміром камери 1 мм при збільшенні радіального зміщення вала e зменшується місцеве падіння тиску на вході верхньої частини та незначно збільшується місцеве падіння тиску на вході нижньої частини першої шпарини. Також зменшується падіння тиску по довжині верхньої частини та збільшується падіння тиску по довжині нижньої частини першої шпарини. Відновлення тиску на виході дещо зменшується. Таким чином, збільшилася децентруюча сила. Збільшується падіння тиску на вході та падіння по довжині верхньої частини другої шпарини, збільшується відновлення тиску на виході, та зменшується падіння тиску на вході, падіння тиску по довжині та відновлення тиску на виході нижньої частини другої шпарини. Збільшується також децентруюча сила на другій шпарині. Також збільшується центруюча сила на третій шпарині більше за рахунок зменшення тиску на вході верхньої частини в третю шпарину. Тобто більше змінення швидкості відбувається в частині трьохшпаринного ущільнення з більшим зазором. Числові розрахунки добре підтверджуються експериментальними результатами і підтверджують той факт, що трьохшпаринному ущільненню з невеликим осьовим розміром з'єднувальної камери виникає децентруюча сумарна радіальна сила, яка збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала.

Порівняння полів швидкості і ліній току в повздовжньому та поперечному перетинах для двох варіантів конструкцій з осьовим розміром з'єднувальних камер $K=1$ мм (рис. 3.13 а,б,в і 3.14 а,б,в) показує, що при збільшенні радіального зазору у другій шпарині збільшилась сумарна швидкість у верхній частині першої та третьої шпарини ущільнення. При цьому, окружний потік у камерах майже відсутній. Спостерігається радіальний потік

від першої до другої, та від другої до третьої шпарини у серединному поперечному перетині камер ущільнення. В останньому випадку течія має невелике закруглення. При збільшенні осевого розміру з'єднувальних камер до 3 мм для другого варіанту конструкції ущільнення (рис. 3.15 а,б,в) відбувається додаткове збільшення сумарної швидкості у верхній частині першої та третьої шпарин, та зменшення сумарної швидкості на другій шпарині. У поперечному перетині центральної частині першої камери рух рідини має радіальний напрямок, але у поперечному перетині центральної частині другої камери течія рідини приймає здебільшого окружний характер.

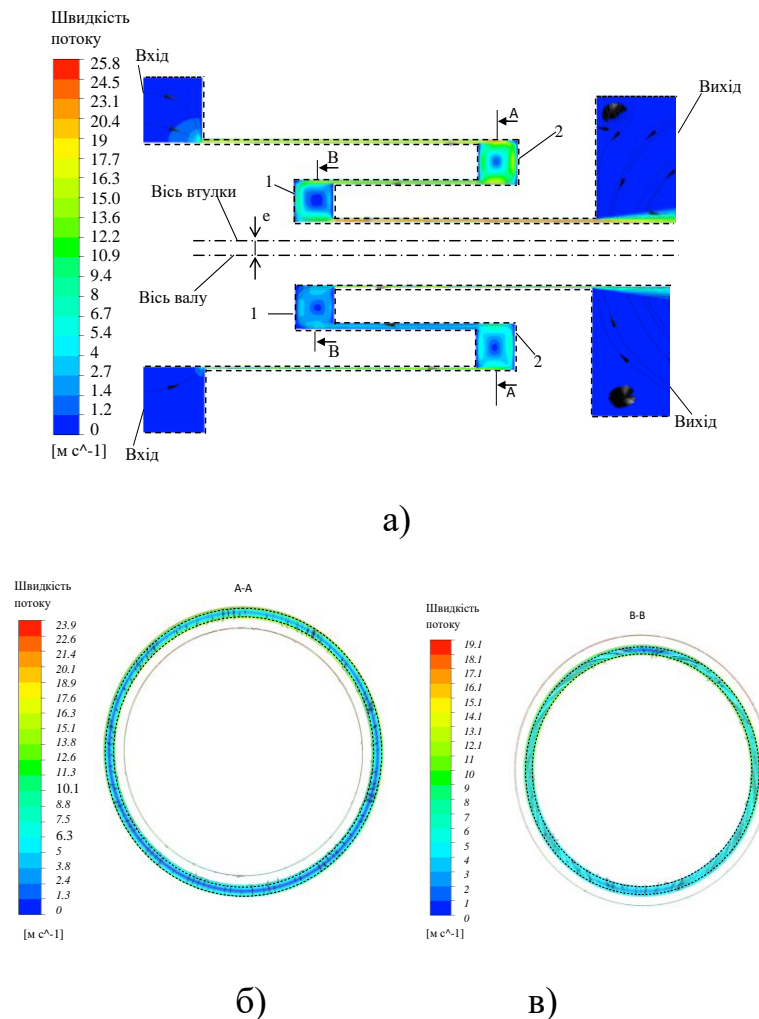


Рисунок 3.15 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з здвоєною другою шпариною при $K=3$ мм, $e=0,08$ мм

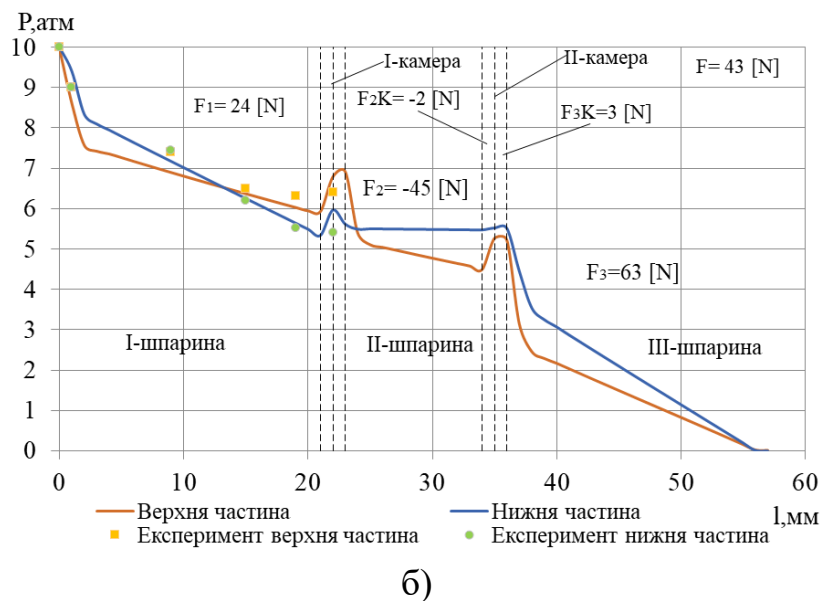
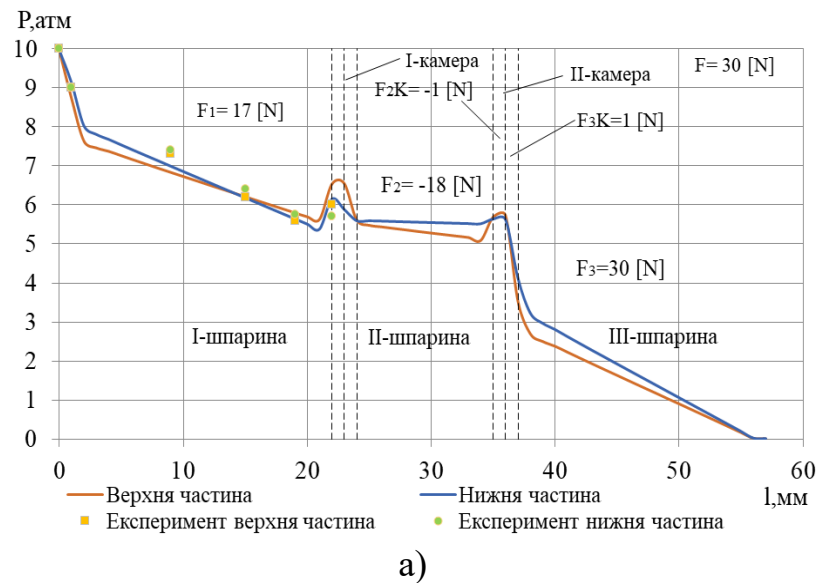
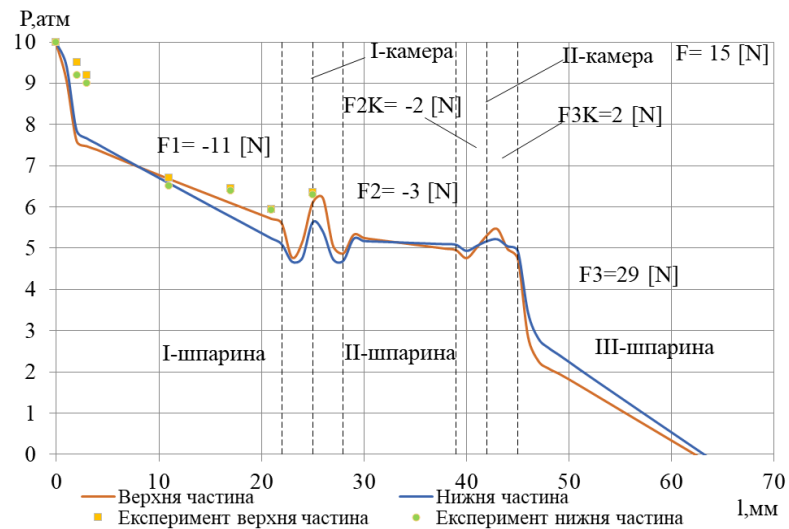


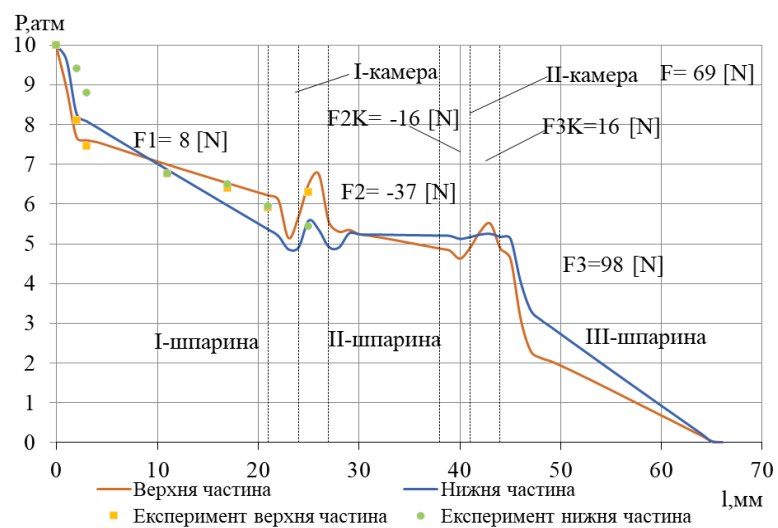
Рисунок 3.16 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з здвоєною другою шпариною при $K=1$ мм: $\epsilon=0,04$ мм (а), $\epsilon=0,08$ мм (б)

Збільшення в два рази величини радіального зазору другої шпарини (рис. 3.16 а, б) дещо збільшує падіння місцевого тиску на вході верхньої частини першої шпарини, а також падіння тиску по довжині як верхньої, так і нижньої частини першої шпарини. Таким чином, децентруюча сила змінюється на центруючу. На другій шпарині зменшується падіння тиску на вході, по довжині та відновлення тиску на виході шпарини, що призводить до значного зменшення децентруючої сили. На третій шпарині зменшується різниця між розподілами тиску у нижній та верхній частинах в першу чергу за рахунок

збільшення тиску на вході в верхню частину третьої шпарини, що на жаль в два рази зменшує центруючу силу. Але сумарна радіальна сила в зазорі трьохшпаринного ущільнення є центруючою. При збільшенні радіального зміщення вала e (рис. 3.16 б) дещо ще збільшується падіння тиску на вході та зменшується падіння по довжині верхньої частини першої шпарини, при цьому трохи збільшується центруюча сила. Збільшується падіння на вході та по довжині, що дещо збільшує децентруючу силу, але за рахунок зменшення тиску на вході в верхню частину третьої шпарини збільшується центруюча сила. Сумарна сила також є центруючою. Видно, що більший вклад має зміння розподілу тиску в верхній частині з більшим радіальним радіальним зазором.



а)



б)

Рисунок 3.17 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з здвоєною другою шпариною при $K=3 \text{ мм}$: $e=0,04 \text{ мм}$ (а), $e=0,08 \text{ мм}$ (б)

Зі збільшенням осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм (рис. 3.17 а, б) дещо зменшується центруюча сила на першій шпарині, але збільшується центруюча сила на третій шпарині за рахунок зменшення падіння на вході в нижню частину третьої шпарини. Результируюча сила дещо збільшується і є центруючою. При даній геометрії ущільнення більший вплив на змінення радіальної сили в зазорі трьохшпаринного ущільнення має збільшення радіального зазору другої шпарини. Це може пояснюватися тим, що недостатньо збільшено осьовий розмір з'єднувальних камер.

Експерименти без обертання вала показали, що в першому варіанті конструкції з однаковими шпаринами при осьовому розмірі з'єднувальних камер $K=3$ мм виникали автоколивання при не обертовому валу, що підтверджується траєкторіями руху не обертового вала, які фіксувалися за допомогою двох координатного осцилографа (рис. 3.18 а-г). Початкове зміщення центру вала і траєкторії, пов'язано з прогином вала під дією власної ваги втулки, що призводить до виникнення початкової радіальної децентруючої сили, яка при незначному горизонтальному зміщенні вала призводить до виникнення тангенціальної сили та коливанням в горизонтальному напрямку, а при збільшенні вхідного тиску до повороту та зміщення центру траєкторії та центру прецесуючого вала на кут майже 150 градусів проти часової стрілки в перший квадрант розмірної сітки (рис. 3.18 г). При максимальному ущільнювальному тиску на вході - 10 атм амплітуда радіальних і тангенціальних коливань збільшується і стінка вала торкається не рухомих стінок корпуса. При меншому тиску на вході – 1,25 атм (рис. 3.18 а) амплітуда горизонтальних коливань значно більша, ніж амплітуда вертикальних коливань, при збільшенні тиску збільшується амплітуда вертикальних коливань, а при максимальному тиску величини амплітуд вертикальних і горизонтальних коливань становляться близькими за значеннями. Базуючись на попередніх дослідженнях [62] можливо зробити припущення, що частота прецесії близька до частоти власних коливань, а сили що виникають в зазорі шпарин ущільнення за величиною еквівалентні силам пружності вала. Як вже було сказано,

вертикальні коливання пов'язані з радіальною децентруючою силою, горизонтальні – з тангенціальною силою, яка виникає за рахунок негативного за величиною демпфірування.

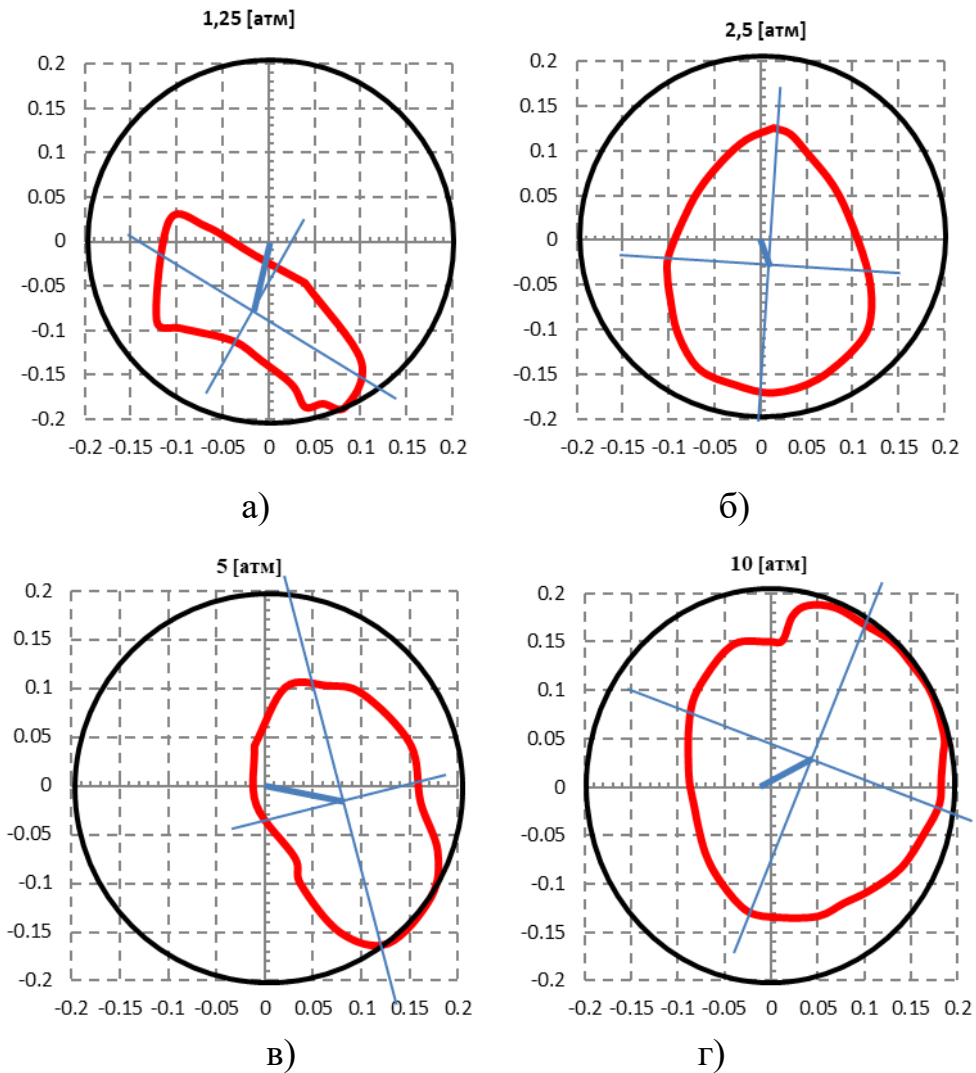
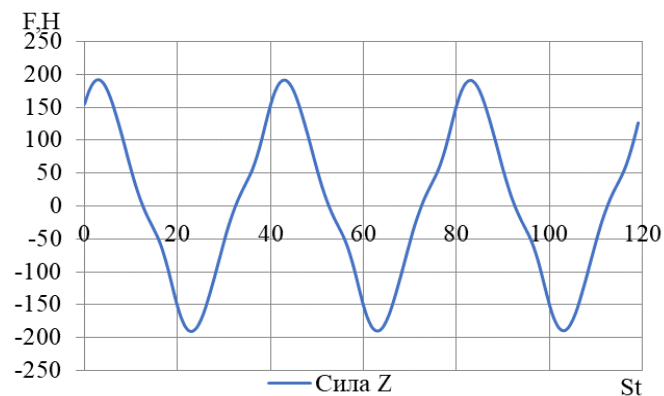


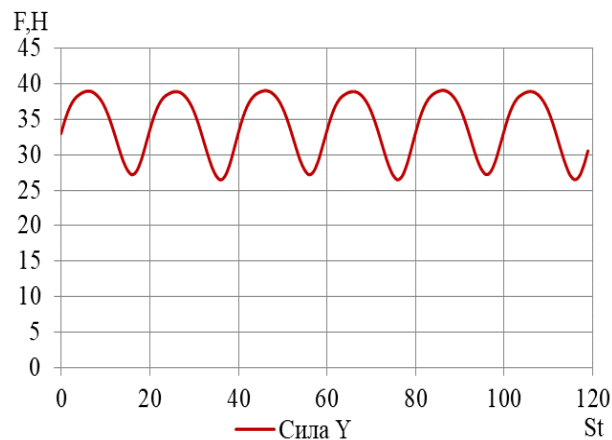
Рисунок 3.18 – Траєкторії прецесії вала при різних тисках для першого варіанту конструкції при $K=3$ мм

Для пояснення природи виникнення прецесійного руху вала при відсутності його власного обертання виконані числові дослідження першого варіанту конструкції з однаковими радіальними зазорами шпарин при осьовому розмірі з'єднувальних камер $K=3$ мм, величина тиску на вході в ущільнення дорівнювала 10 атм, частота прецесії була еквівалентна частоті власних коливань вала і дорівнювала 310 рад/с. Дослідження виконувалось наступним чином. За однією з осей, наприклад вертикальною (радіальний напрямок руху

вала) задавались вимушені коливання по гармонічному закону $z=e*\cos(\omega*t)$ з наперед заданим зміщенням вала $e=0,12$ мм, а по горизонтальній осі – мінімальне постійне зміщення $-y=0,02$ мм, яке дорівнювало 10 % від величини зазора. Результати числового розрахунку показали, що радіальні коливання вала вздовж осі Z (рис. 3.19 а), навіть при мінімальному випадковому його зміщенні у перпендикулярному напрямку вздовж осі Y призводять до виникнення радіальної сили, яка діє в сторону зміщення вала. Додавання двох взаємоперпендикулярних радіальних коливань дає траєкторію руху вала. Радіальні сили є децентруючими, тобто збільшують прецесію вала. Це підтверджується розподілом сил (рис. 3.20), які діють в зазорах ущільнення. Тільки радіальні сили на третій шпарині є центруючими. Сумарна результуюча сила діє в сторону кута 290 градусів і траєкторія руху вала має представляти еліпс з кутом нахилу вертикальної осі приблизно 20 градусів.



а)



б)

Рисунок 3.19 – Змінення радіальних сил, направлених вздовж осі Z (а) та вздовж осі Y (б), St – крок за часом

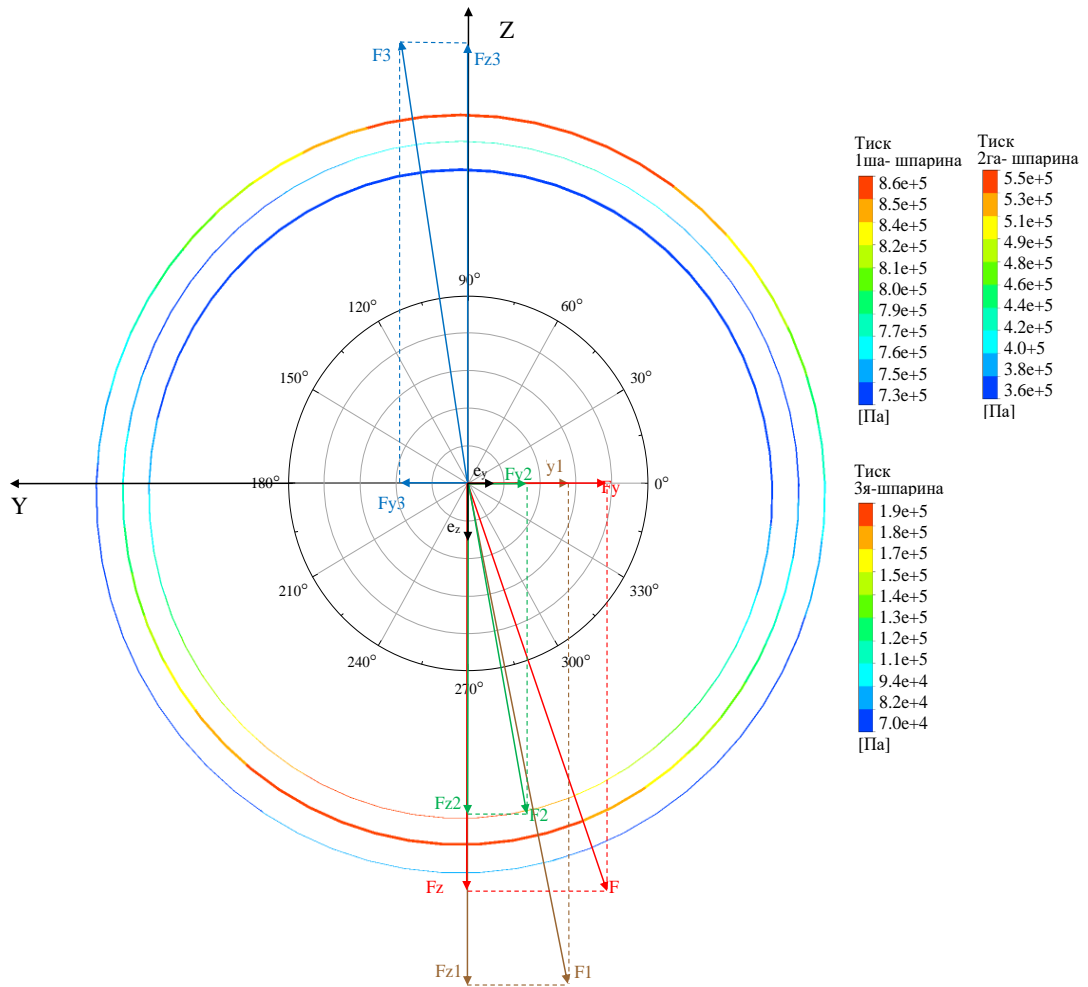


Рисунок 3.20 - Розподіл тиску та сил в серединному перетині кожної шпарини

Таблиця 3.1 – Величина витоків в залежності від радіального зміщення вала

I-варіант при $K=1$ мм	е [мм] (ексцентриситет)	0	0,04	0,08	0,12	0,16
	Q [л/с] (Розрахунок)	0,84	0,8	0,74	0,63	0,52
	Q [л/с] (Експеримент)	0,84	0,76	0,74	0,63	0,61
	Похибка [%]	0,4	5	0,5	0,8	15
II-варіант при $K=1$ мм	е [мм] (ексцентриситет)	0	0,04	0,08	0,12	0,16
	Q [л/с] (Розрахунок)	0,93	0,93	0,93	0,92	0,9
	Q [л/с] (Експеримент)	0,93	0,92	0,92	0,91	0,91
	Похибка [%]	0,2	1	1,1	1,1	1,1

В таблиці 3.1 представлені результати розрахунків величини витоків в залежності від радіального зміщення вала для двох варіантів конструкцій при осьовому розмірі з'єднувальних камер $K=1$ мм. Максимальна величина відносної похибки в порівнянні результатів розрахунку та експерименту склала 15 % при максимальному радіальному зміщенні вала.

3.2 Експериментальні та розрахункові дослідження з обертовим валом

Експериментальні дослідження течії в шпаринних ущільненнях, при розгляді системи з декількома шпаринами з урахуванням обертання роторної частини, визначення коефіцієнтів гідродинамічних сил стає задачею, яку складно вирішити. Гідродинамічні параметри ущільнень (коефіцієнти гідродинамічних сил) оцінюються опосередковано за динамічними характеристиками коливальної системи. Значення таких коефіцієнтів отримують шляхом опрацювання амплітудних та фазових частотних характеристик вимушених коливань такої системи [91,91].

Основними вихідними даними для розрахунків вібраційного стану відцентрових насосів є динамічні параметри шпаринних ущільнень, такі як коефіцієнти жорсткості, демпфування та циркуляційних сил [68].

3.2.1 Методика експериментальних досліджень

Вал експериментальної установки (рис 3.4) приводиться до руху за допомогою електродвигуна постійного току 19 типу ГС-24а потужністю 16 кВт через мультиплікатор 21, котрий має передаточне співвідношення 1:3. Змащення мультиплікатора та шарикопідшипників – вимушене, здійснюється за допомогою циркуляційної масло-системи. Живлення двигуна здійснюється за допомогою тиристорного перетворювача напруги з системою електронного регулювання та стабілізації частоти обертання за допомогою тиристорного

блоку живлення, яким керується приводний двигун, що забезпечує напругу на виході до 60 В при струмі навантаження до 300 А.

Циліндр 5 з нерухомими втулками ущільнення встановлені в корпусі стенда через ізоляційні втулки та прокладки, що дає можливість електричним методом реєструвати можливі дотики ротора і статора ущільнення. Для запобігання вібрацій корпусу, понижуючих точність замірів, досліджувана головка жорстко установлена на масивній чавунній плиті, яка розташована в бетонному фундаменті.

Консольний вал 20 має власну згинальну жорсткість $0,29 \times 10^6$ Н/м, обертається в двох опорних вузлах, кожний із яких представляє здвоєний радіально-опорний підшипник, зібраний для виключення люфту з осьовим натягом, що досягається шляхом підгонки дистанційних кілець. Перша власна частота ротора в повітрі складає 310 рад/с (заміряне значення); друга 1800 рад/с (розраховане методом початкових параметрів), та лежить за границями робочих частот обертання. Згідно розрахунковим та експериментальним даним, конструкція вала дозволяє достатньо точно оцінювати гідродинамічні параметри ущільнень, якщо їх жорсткість не перевищує 2×10^6 Н/м.

Для вимірювання віброзміщення використано 3 канали перетворювачів зазор-напруга з струмовихровими датчиками переміщення 23,9 (рис 3.4). Струмовихрова апаратура, на відміну від ємнісних, нечутлива до діелектричної проникності робочого середовища, яка заповнює зазор між датчиком та ротором, на відміну від індуктивної – має більш високу стабільність та широкий діапазон частот вимірювання вібрацій. Переміщення роторної втулки 5 (рис. 3.4) реєструється двома розміщеними взаємно перпендикулярними датчиками 9. Роздільна здатність каналів віброзміщень складає 1 мкм по амплітуді та ексцентриситету, діапазон вимірювання відповідно ± 500 мкм. Сигнал з вібродатчиків виходить на VIBROPORT (універсальний вібровимірювальний прилад), який призначений для вимірювання амплітуд, їх форма виводиться на приєднаний самописець. Також сигнал паралельно аналізується на екранах двох електронно променевих осцилографів CI-8.

В каналі частоти обертання використовується струмовихровий датчик, який виробляє розрахункові імпульси при обертанні муфти 24 (рис. 3.4) з шістьма прорізами-мітками. Інформація про частоту обертання ротора передається на вібропорт.

В вимірювальному каналі температури використаний напівпровідниковий діодний датчик 25 (рис. 3.4).

В якості джерела напруги для всієї системи використовується блок живлення типу Б5-21. Напруга контролюється за допомогою числового вольтметра типу В2-19.

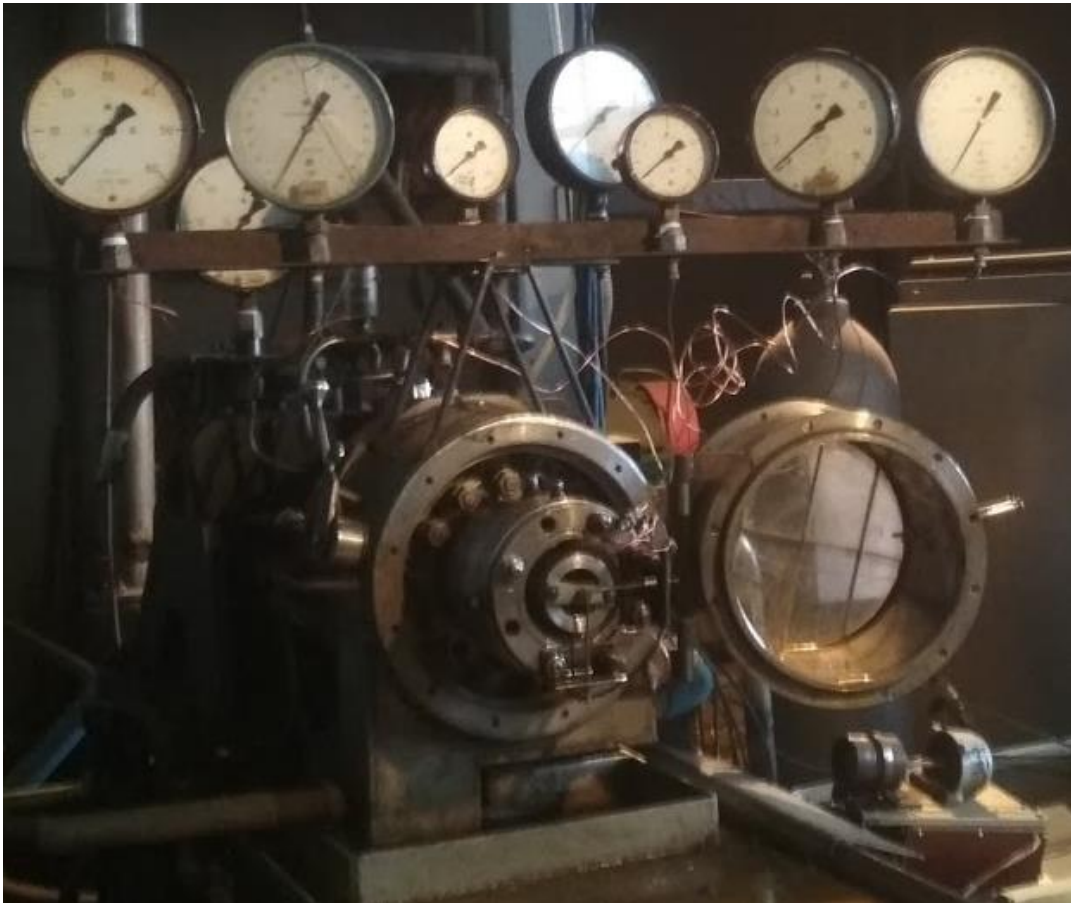


Рисунок 3.21 – Зовнішній вигляд експериментальної установки

За допомогою вище наведеної установки (рис. 3.21) можна отримати наступні дані:

- Отримання величини витоків через ущільнення в залежності від частоти обертання вала.

- Зняття АЧХ вимушених коливань ротора у всьому діапазоні обертання вала.
- Виведення результатів АЧХ на двохкоординатний самописець.

При побудові АЧХ одночасно простежувалось положення валу за допомогою двохкоординатного осилографа та під'єднаних до нього датчиків зміщення. Для даної конструкції відстежувалось декілька варіантів поведінки валу:

Порядок проведення експерименту [87]:

1. Подання насосом рідини в вузол ущільнення.
2. Установка необхідного тиску.
3. Пуск двигуна, плавне збільшення частоти обертання до робочої.
4. Випробування проводяться при різних тисках і частотах обертання.
5. Огляд кілець ущільнення.

3.2.2 Результати експериментальних досліджень

Хотілось би відмітити, що спочатку експериментальні дослідження проводились без мультиплікатора 21 (рис. 3.4) для першого варіанту конструкції з однаковими шпаринами при $K=3$ мм, внаслідок виникнення автоколивань при не обертовому валу, помірно збільшувалась частота обертання роторної втулки 5 (рис. 3.4) до 50 об/хв., вал втрачав динамічну стійкість до величини зазору ущільнення, що спричиняло дотики до статорної втулки. Під час проведення подібного експерименту з першим варіантом конструкції при $K=1$ мм роторна втулка прижималась до статорної частини при подачі високого тиску (понад 10 атм) і тим самим не давала змоги обертатися при даних умовах, проте дане явище вдалось владнати встановленням мультиплікатора та більш швидкого початку розкручування вала при менших значеннях тиску (1,25; 2,5; 5 атм), а потім при збільшенні обертання підвищували величину тиску.

Дослідження трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу проводились на експериментальній установці і включали в себе побудову АЧХ

вимушених коливань вала та визначення його динамічної стійкості. Дисбаланс роторної втулки підбирався таким чином, щоб амплітуда вимушених коливань не перевищувала половини зазору. Вал здійснює вимушені коливання у вигляді прямої синхронної прецесії, викликані відцентровою силою від дисбалансу.

В результаті проведення експериментальних досліджень з обертовим валом отримані амплітудно частотні характеристики (АЧХ) для двох варіантів конструкції та двох різних осьових розмірів з'єднувальних камер трьохшпаринного ущільнення – 1 та 3 мм (рис. 3.22 а-г). Аналіз АЧХ (залежності амплітуди коливань від швидкості обертання вала) при різних вхідних ущільнювальних тисках показує, що для першого варіанту конструкції з однаковими радіальними зазорами шпарин ущільнення і осьовим розміром камер $K=1$ мм (рис. 3.22 а) при збільшенні частоти обертання, як і в будь якій коливальній системі, відбувається збільшення амплітуди коливання і перехід через першу критичну швидкість. У подальшому амплітуда дещо зменшується, або встановлюється її постійне значення. При збільшенні вхідного тиску зменшуються критичні швидкості та збільшується критична амплітуда коливань вала від 4300 об/хв та 0,08 мм до 2740 об/хв та 0,094 мм. Перша критична швидкість власних коливань валу установки у повітрі дорівнює 2960 об/хв. Тому, при більших ущільнювальних тисках відбувається деяке зменшення жорсткості системи вал-підшипники-ущільнення. Загалом зі збільшенням вхідного тиску відбувається як зменшення жорсткості, так і демпфірування обертового валу.

При збільшенні осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм для першого варіанту конструкції (рис. 3.22 б) відбувається ще більше зменшення критичних швидкостей коливань в діапазоні 2250-2500 об/хв при більших вхідних тисках 5-10 атм. А при менших вхідних тисках має присутні більші значення критичних швидкостей коливань 4130-5290 об/хв. Критична амплітуда також дещо збільшується і стає 0,84-0,102 мм.

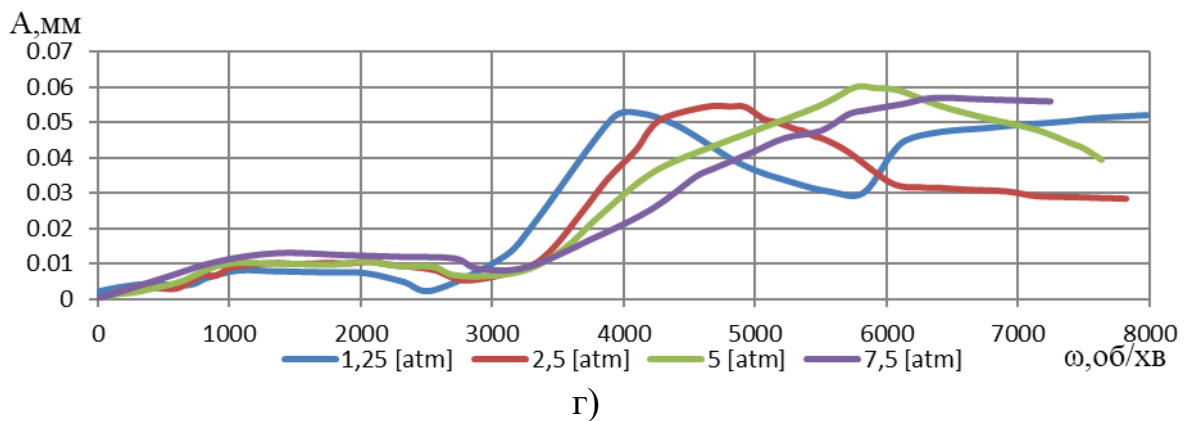
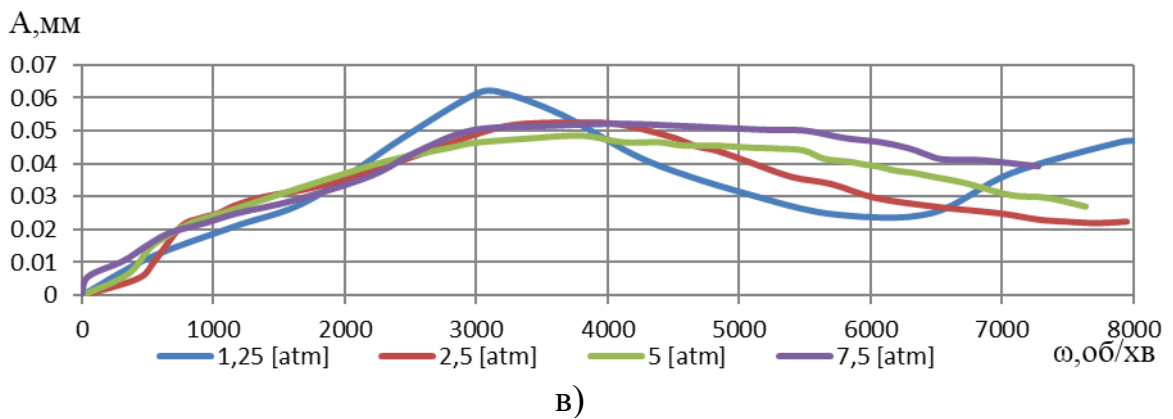
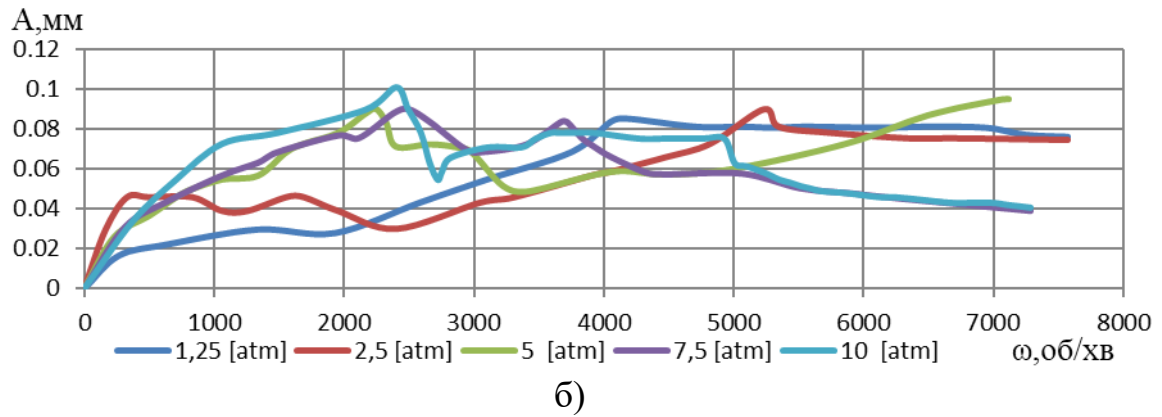
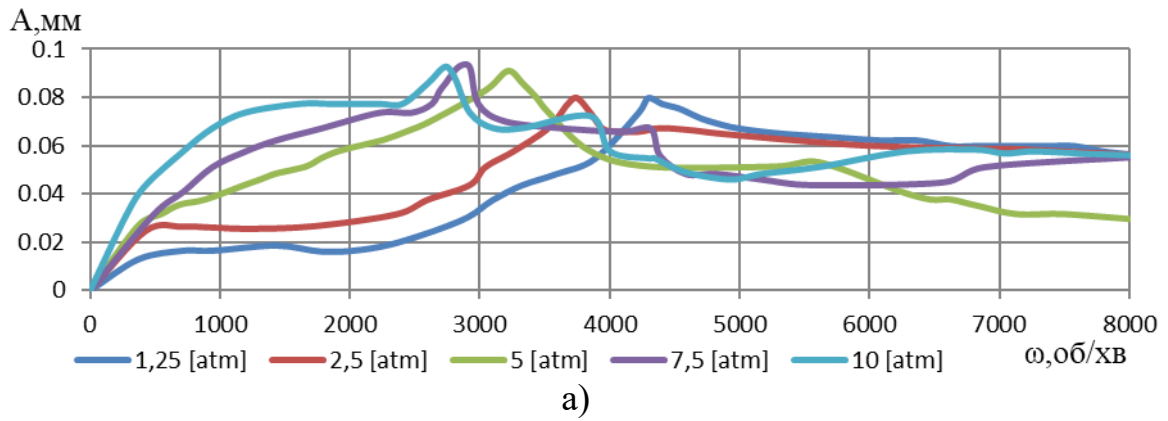


Рисунок 3.22 – АЧХ вала в трьохшпаринному ущільненні:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б),
II-варіант конструкції при $K=1$ мм (в), II-варіант конструкції при $K=3$ мм (г)

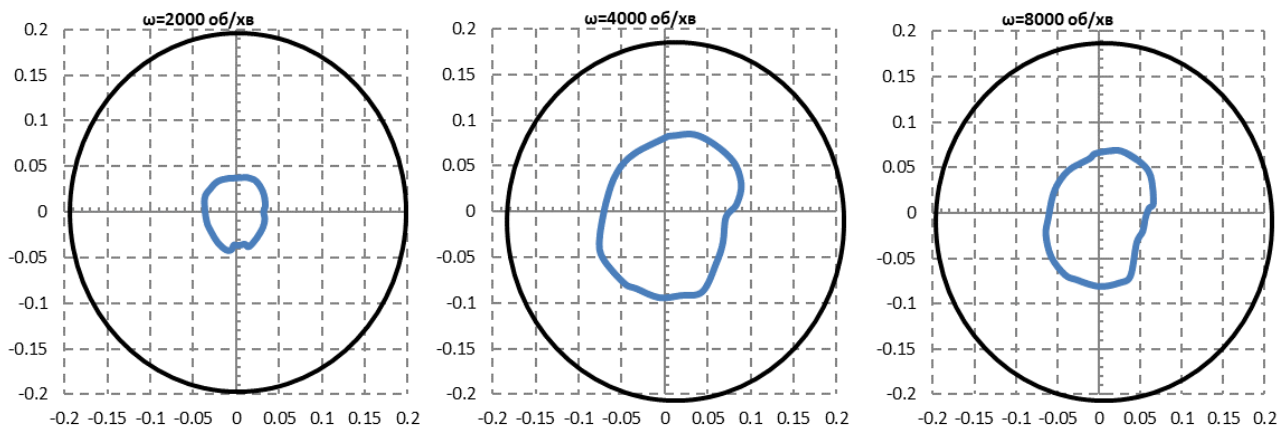
Збільшення в два рази зазору другої шпарини (рис. 3.22 в) призводить до зменшення критичної швидкості коливань при мінімальному вхідному тиску 1,25 атм до 3110 об/хв, але і збільшенню критичної швидкості при максимальному вхідному тиску 7,5 атм приблизно до 4100 об/хв. Для всіх ущільнювальних тисків критична амплітуда зменшилась до 0,049-0,062 мм.

Збільшення осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм для другого варіанту конструкції ущільнення (рис. 3.22 г) значно збільшило критичні швидкості в діапазоні від 4050 до 6400 об/хв при тисках від 1,25 до 7,5 атм. Критична амплітуда при вхідному тиску 1,25 атм дещо зменшилась до величини 0,053 мм, а при інших вхідних тисках дещо збільшилась максимум до 0,06 мм.

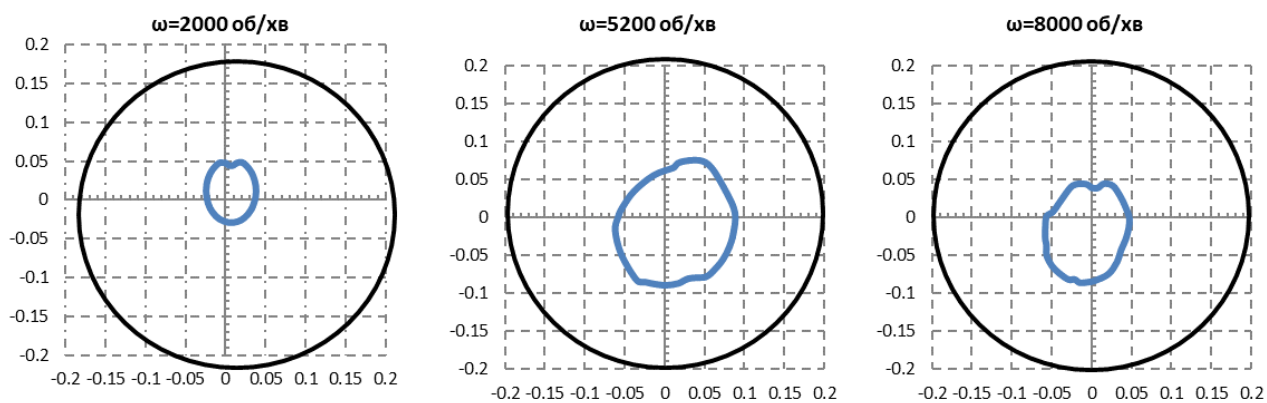
За результатами аналізу АЧХ можливо зробити наступні висновки щодо впливу осьового розміру з'єднувальних камер та радіального зазору другої шпарини трьохшпаринного ущільнення:

1. Збільшення осьового розміру з'єднувальних камер більшою мірою впливає на критичні швидкості коливання;
2. Збільшення радіального зазору другої шпарини однаково впливає як на змінення (більшою мірою збільшення) критичних швидкостей, так на зменшення критичних амплітуд коливання.

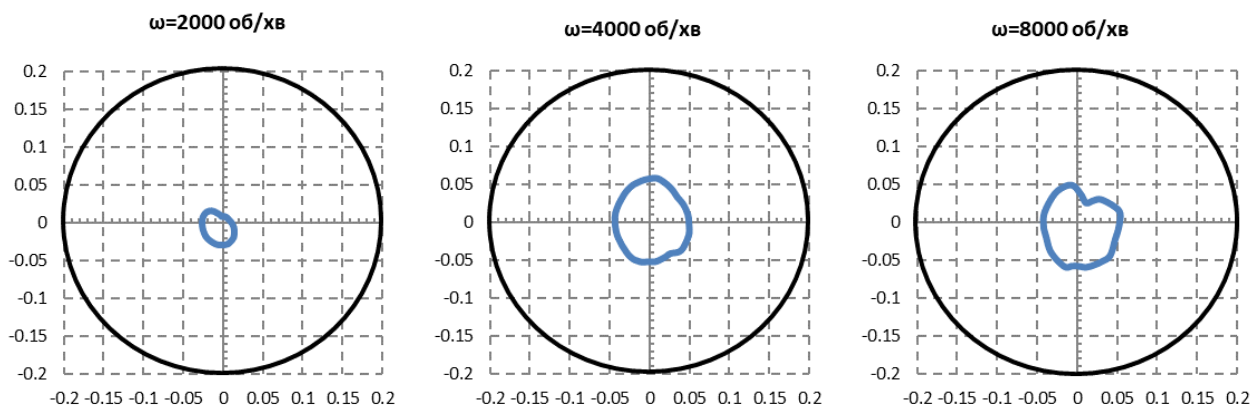
На рисунках 3.23 а-в та 3.24 а-в показані осцилограми траєкторії стінки вала, які відстежувалися на екрані електропроменевого осцилографу. Розглядалися траєкторії на 3-х швидкостях обертання: на 2000 об/хв, на критичній частоті обертання і на 8000 об/хв. Порівнювались три варіанти геометрії ущільнення: I-варіант конструкції при $K=1$ мм, I-варіант конструкції при $K=3$ мм, II-варіант конструкції при $K=3$ мм при двох вхідних тисках $P=1,25$ атм і $P=7,5$ атм. Із рисунків можна зазначити, що найменшу величину ексцентриситету коливань має II-варіант конструкції при $K=3$ мм як при $P=1,25$ атм (рис. 3.23 а-в), так і $P=7,5$ атм (рис. 3.24 а-в). Найбільшу величину ексцентриситету має I-варіант конструкції при $K=1$ мм при $P=7,5$ атм (рис. 3.24 а-в). Стінка вала має торкання зі стінкою корпусу.



а)

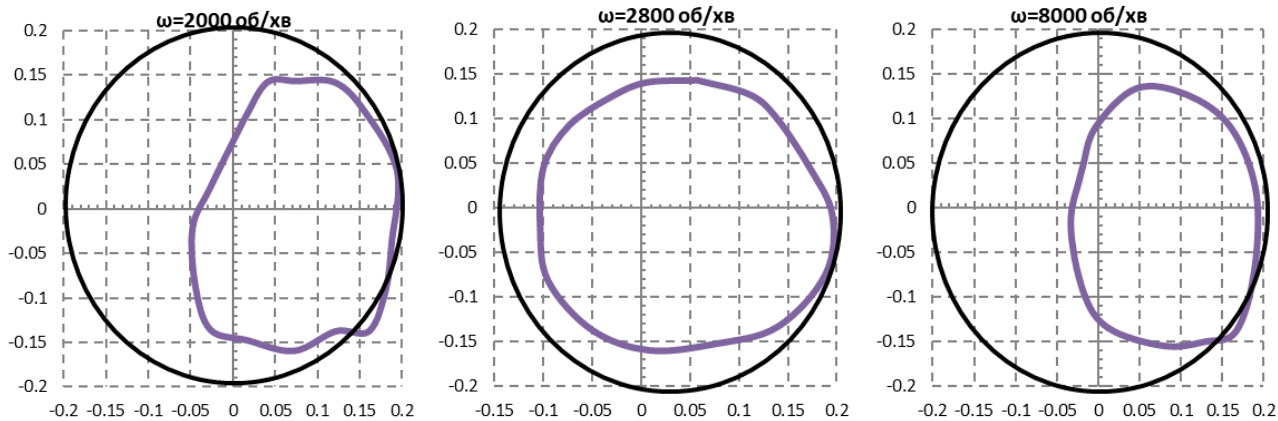


б)

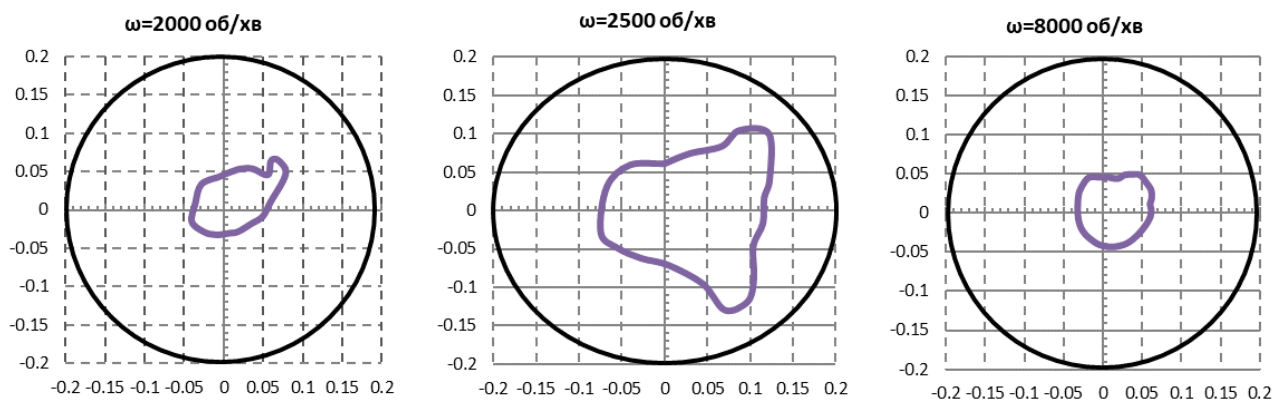


в)

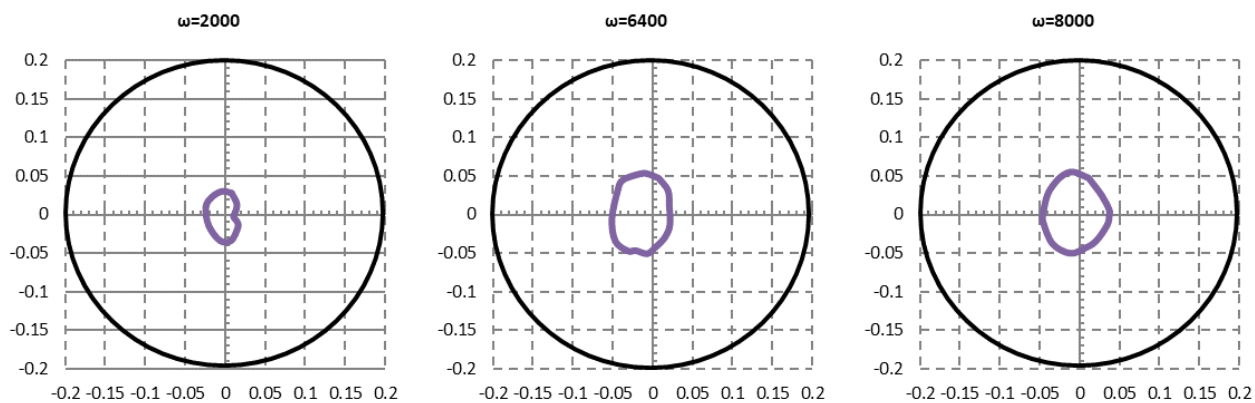
Рисунок 3.23 - Траєкторії руху стінки вала при $P=1,25$ атм:
 I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б),
 II-варіант конструкції при $K=3$ мм (в)



а)



б)



в)

Рисунок 3.24 - Траєкторії руху стінки вала при $P=7,5$ атм:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б),

II-варіант конструкції при $K=3$ мм (в)

При чому обертання вала відбувається за часовою стрілкою, а зміщення центру траєкторії у даному випадку відбулось навпаки проти часової стрілки. Це може свідчити про те, що тангенціальна сила направлена проти напрямку власного обертання вала.

Порівняння траєкторій руху стінки вала без обертання (рис. 3.18) і при швидкості обертання 8000 об/хв. (рис. 3.25) для першого варіанту конструкції при $K=3$ мм показало, що суттєво зменшується амплітуда коливань і при більших вхідних тисках 7,5 та 10 атм центр траєкторії зміщується проти напрямку власного обертання вала.

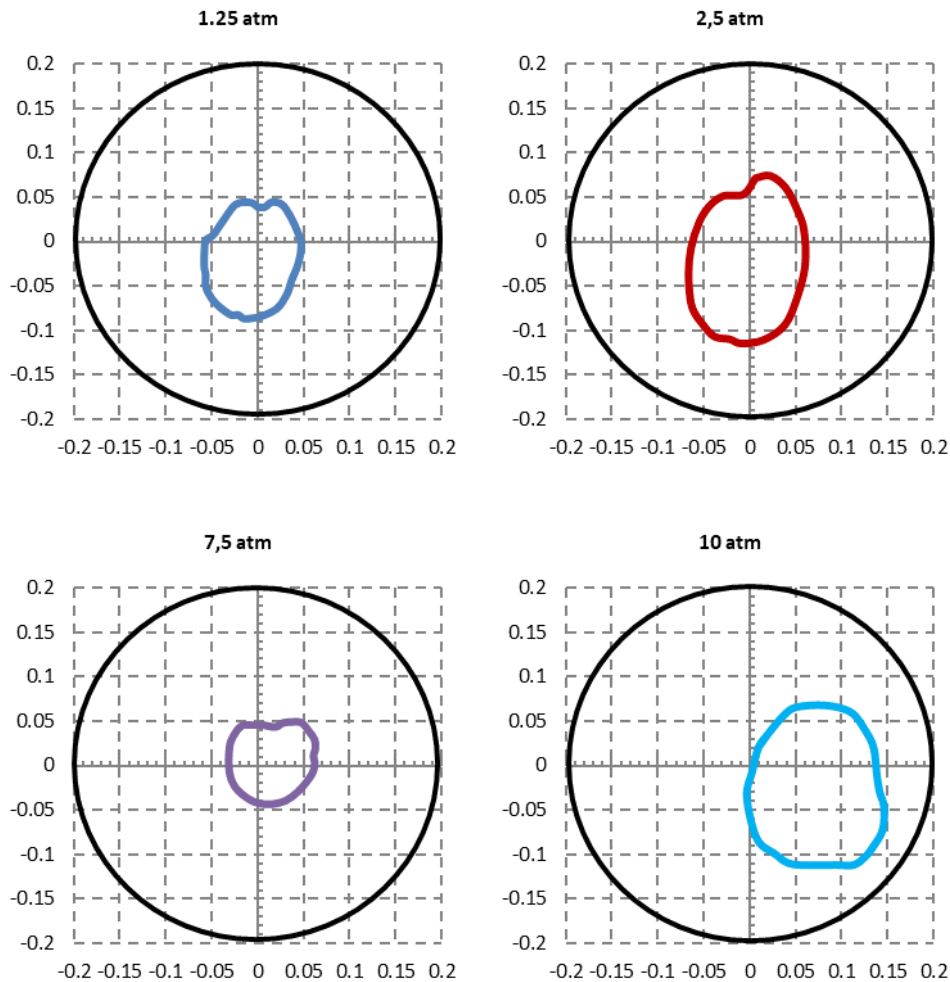


Рисунок 3.25 - Траєкторії руху стінки вала при різних вхідних тисках та швидкості обертання $\omega=8000$ для I-варіанту конструкції при $K=3$ мм

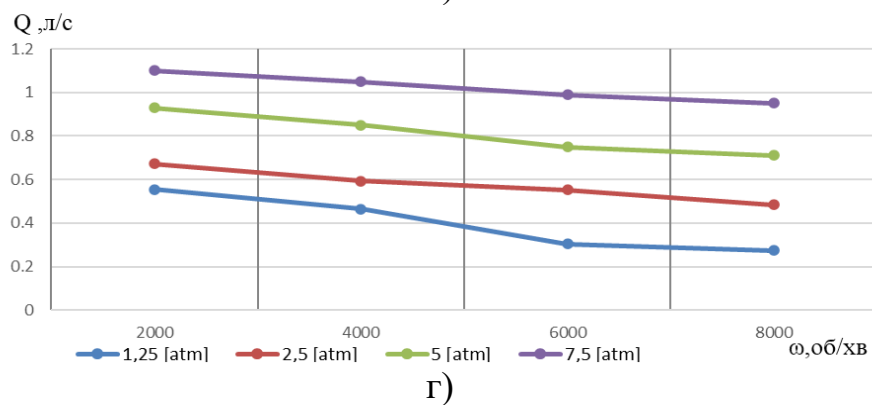
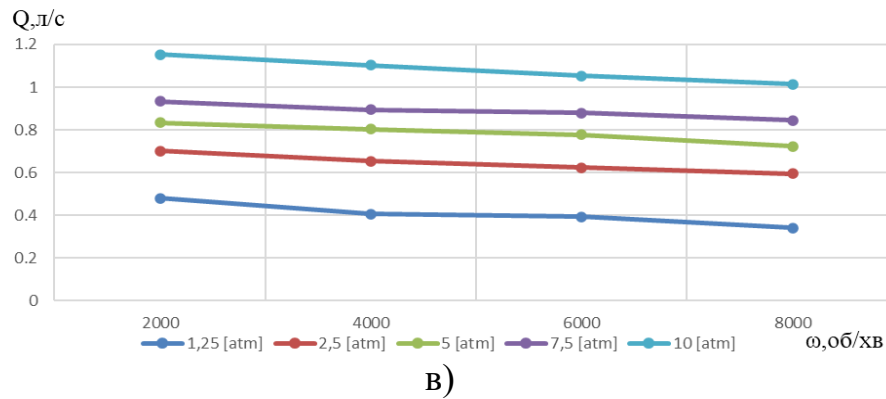
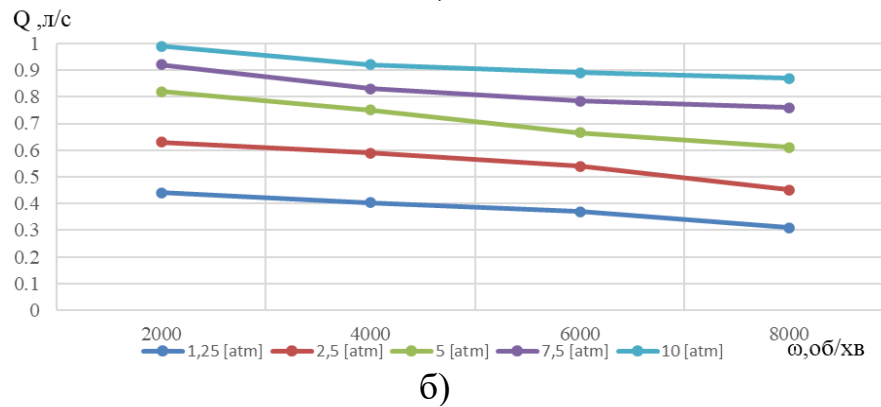
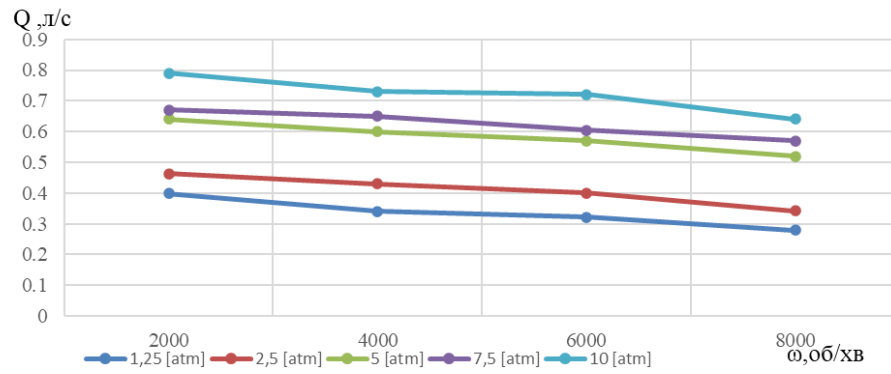


Рисунок 3.26 – Величина витоків в залежності від частоти обертання та ущільнювального тиску:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б), II-варіант конструкції при $K=1$ мм (в), II-варіант конструкції при $K=3$ мм (г)

В ході експериментальних досліджень були отримані значення витоків при різних величинах вхідних тисків в залежності від швидкості обертання вала (рис. 3.26 а-г). Для всіх варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення, досліджуваних в експерименті, величина витоків фактично лінійно зменшується зі швидкістю обертання вала. При збільшенні осьової величини з'єднувальних камер для першого варіанту конструкції (рис. 3.26 б) дещо збільшується величина витоків при всіх вхідних тисках, для другого варіанту конструкції при більшій величині з'єднувальних камер (рис. 3.26 г) величина витоків також збільшується при менших швидкостях обертання і зменшується при більших швидкостях обертання, окрім вхідного тиску $P=7,5$ атм. Очевидно, що при дворазовому збільшенні радіального зазору другої шпарини (рис. 3.26 в) відбувається збільшення рівня витоків в трьохшпаринному ущільненні.

3.2.3 Порівняння експеримента з результатами, отриманими за аналітичними залежностями

Порівнювались результати аналітичного розрахунку з експериментом для конструкції з здвоєною другою шпариною та збільшеним осьовим розміром з'єднувальної камери. Інші варіанти конструкції не розглядались оскільки вони мали відносно малі з'єднувальні камери.

При порівнянні аналітичної та експериментальної АЧХ для другого варіанту конструкції при $K=3$ мм за величиною критичної швидкості обертання максимальна похибка складала 15%. При аналітичному розрахунку інших варіантів конструкцій вважається, що течія рідини в з'єднувальних камерах не впливає на гідродинамічні сили в ущільненні.

Порівняння значень витоків отриманих за допомогою аналітичних формул (2.34) з експериментальними даними для другого варіанту конструкції склало максимальну похибку $\frac{1,117-1,154}{1,117} * 100\% = 3,3\%$, що підтверджує адекватність обраної теоретичної моделі. Проте при визначенні значень витоків для першого варіанту конструкції навіть при мінімальних радіальних

зміщеннях вала теоретична модель дає похибку до 20%, що пов'язано з неврахуванням радіального зміщення вала. Тому для конструкцій з однаковими шпаринами потрібно застосовувати формулу провідності [77], яка дає задовільні результати з урахуванням радіального зміщення вала .

$$g_i = 2\pi R_i h_i \left[0,5\rho \left(\xi_{11} + \xi_{12} + \frac{\lambda l_i}{2H_i} \right) \right]^{-0.5} \cdot \left(1 - 0.19 \frac{e}{h_i} \right) \quad (3.1)$$

На рисунку 3.27 а-в наведені АЧХ трьохшпаринного ущільнення при різних величинах вхідного тиску, отриманих в експериментальних та розрахункових дослідженнях.



Рисунок 3.27 - Порівняння АЧХ отриманих в експерименті та в теоретичному розрахунку для другого варіанту конструкції трьохшпаринного ущільнення при $K=3$ мм, величина вхідного тиску: $P=1,25$ атм (а), $P=5$ атм (б), $P=7,5$ атм (в)

3.3 Розрахункове визначення гідродинамічних сил та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування

Добре відомо, що багатошпаринні ущільнення мають значний вплив на динамічну стійкість ротора, як і одношпаринні ущільнення. Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфірування в шпаринних ущільненнях використовують числові розрахунки методом скінченних об'ємів [16], знаходять гідродинамічні сили в зазорі, за якими оцінюють динамічні коефіцієнти [33,34]. Розв'язуються осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса в поєднанні з k-ε моделлю турбулентності [19]. Моделюється прецесійний рух вала навколо центрального положення. Після розрахунку полів течії та розподілів тиску визначаються динамічні коефіцієнти ущільнень.

3.3.1 Аналіз течії в тьохшпаринному ущільненні

Течія в ущільненні оцінюється за допомогою визначення числа Рейнольдса (Re) в вітчизняних джерелах використовують діаграму Нікурадзе [76] в якій наведені числа Рейнольдса для ламінарного потоку ($Re < 2300$), визначено перехідний режим від ламінарного до турбулентного ($2300 < Re < 4000$), всі вище наведені значення взяті для турбулентного потоку, або автотельної області турбулентності ($Re > 4000$). Проте наведені значення отримані при експериментальних дослідженнях для гладких та шорстких труб. На даний час є велика кількість досліджень проведених саме для шпаринних ущільнень [51,7]. При визначенні числа Рейнольдса для ламінарної течії ($Re < 1000$), перехідний режим ($1000 < Re < 3000$), при більших числах Рейнольдса відбувається турбулентна течія ($Re > 3000$). При визначенні загального числа Рейнольдса (3.4) визначаються осьове Re_z (3.2) та окружне Re_θ (3.3) числа Рейнольдса.

$$Re_z = \frac{\dot{Q} C_r \rho}{A \mu} \quad (3.2)$$

$$Re_{\theta} = \frac{R\omega C_r \rho}{2\mu} \quad (3.3)$$

$$Re = \sqrt{Re_z^2 + Re_{\theta}^2} \quad (3.4)$$

В рівняннях використовуються $A = 2\pi RC_r \rho + \pi C_r^2 \rho$ – площа зазору ущільнення, μ – в'язкість, ρ – густина, \dot{Q} – об'ємна втрата, C_r – радіальний зазор, ω – частота обертання, R – радіус ущільнення.

Спираючись на вище зазначені залежності визначено режим течії в багатошпаринних ущільненнях на основі результатів експерименту для чотирьох конструкцій при різних значеннях тисків та частоти обертання.

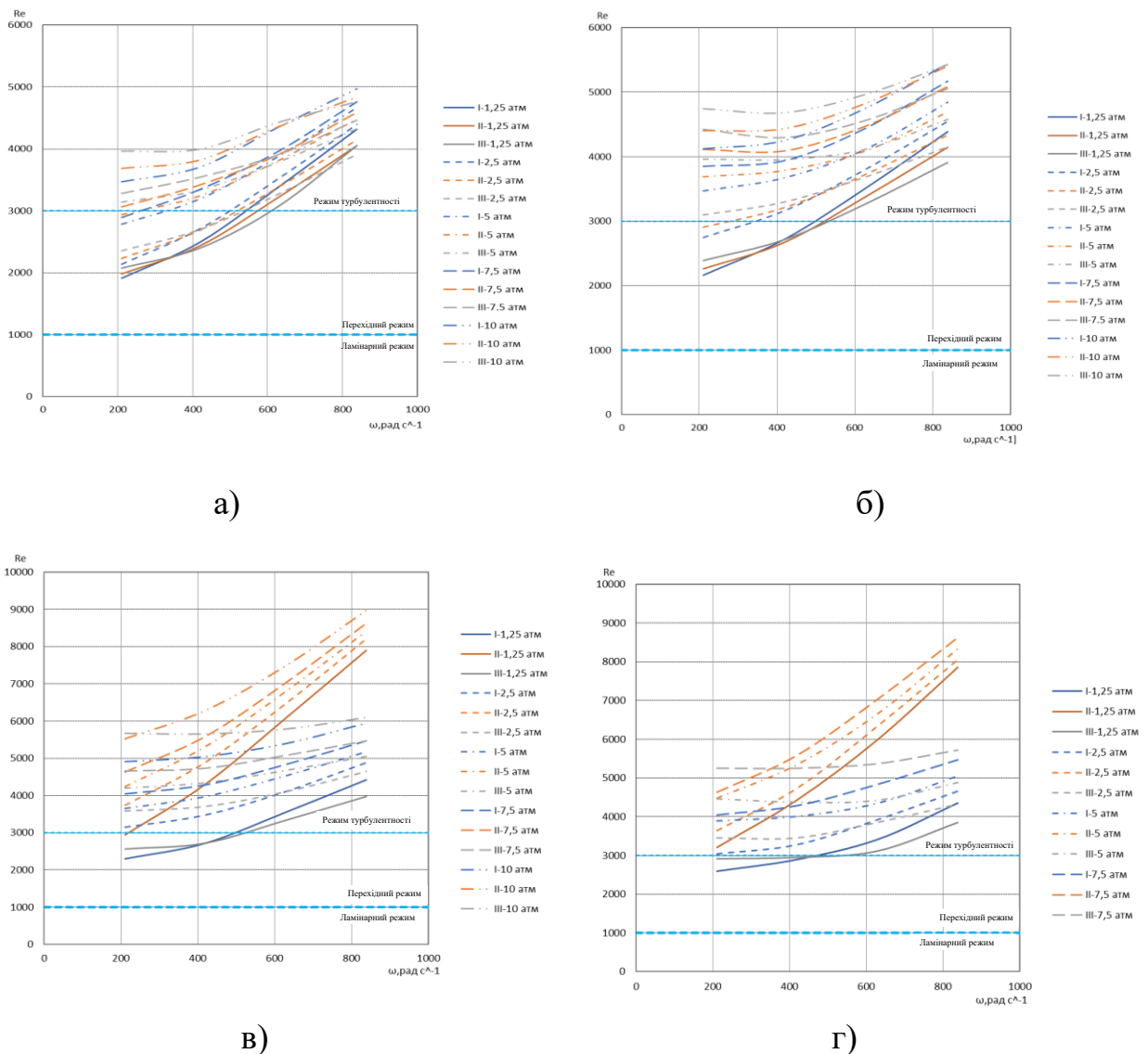


Рисунок 3.28 – Режим течії для трьох шпарин трьохшпаринного ущільнення:

I-варіант конструкції, $K=1\text{мм}$ (а), I-варіант конструкції, $K=3\text{мм}$ (б),

II-варіант конструкції, $K=1\text{мм}$ (в), II-варіант конструкції, $K=3\text{мм}$ (г)

Оскільки в більшості випадків режим течії турбулентний, лише в деяких випадках, при мінімальному тиску (1,25 атм) та відносно не високих частотах обертання спостерігався перехідний режим, саме тому при моделюванні розглядалась турбулентна течія.

При аналізі структури потоку, включаючи аналіз швидкості та тиску, враховувались значення чисел Рейнольдса. Дуже широко використовуються моделі турбулентності з двома рівняннями, оскільки вони пропонують хороший компроміс експерименту та забезпечують достатню точність розрахунків. Проте моделі з двома рівняннями є більш складними, ніж моделі з нульовим рівнянням [22]. На сьогоднішній день найпопулярнішими моделями турбулентності з двома рівняннями є k - ϵ та k - ω моделі [53].

Обидві k - ϵ та k - ω моделі використовують гіпотезу градієнтної дифузії, щоб зв'язати напруження Рейнольдса з градієнтами середньої швидкості та турбулентною в'язкістю. Турбулентна в'язкість моделюється як добуток турбулентної швидкості та масштаб турбулентної течії в двох моделях. Масштаб швидкості турбулентності оцінюється з кінетичної енергії турбулентності, яка забезпечується з розв'язку її рівняння переносу. Масштаб турбулентної довжини оцінюється з двох властивостей поля турбулентності: зазвичай кінетичної енергії турбулентності та швидкості її розсіювання.

У цьому дослідженні була обрана стандартна k - ϵ модель для розв'язання турбулентного течії, а для опису швидкості біля стінки використовувалася масштабована логарифмічна функція стінки. Критерій y^+ відповідає майже всій області стінки.

k - ϵ модель вводить дві нові змінні в систему рівнянь. k - кінетична енергія турбулентності і визначається як дисперсія коливань швидкості. Він має розмірність ($L^2 T^{-2}$). ϵ - вихрова дисипація турбулентності (швидкість, з якою розсіюються флуктуації), і має розміри k за одиницю часу ($L^2 T^{-3}$).

Течія в'язкої ньютонівської рідини описується системою диференціальних рівнянь Нав'є - Стокса (3.5, 3.6). Для рідини, що не стискається, система має наступний вигляд:

$$\frac{d}{dt}(\rho u_i) + \frac{d}{dx_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{dp'}{dx_i} + \frac{d}{dx_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) \right] + f_i \quad (3.5)$$

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d}{dx_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.6)$$

Тут використано скорочений запис рівнянь, $i, j=1\dots 3$, передбачається підсумовування за однаковими індексами, x_1, x_2, x_3 – осі координат. Член f_i виражає дію масових сил, t – час, μ_{eff} – ефективна в'язкість з урахуванням турбулентності, p — модифікований тиск, визначається як:

$$p = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff} \frac{du_k}{dx_k} \quad (3.7)$$

У цій системі із 4 рівнянь незалежними шуканими параметрами є 3 компоненти швидкості u_1, u_2, u_3 та тиск p . Густина ρ рідини, а також газу при швидкостях до 0,3 числа Маха, вважається постійною величиною.

Течія рідини у робочих органах гідромашин, що обертаються, розглядається у відносній системі відліку, при цьому член f_i у правій частині рівнянь (3.5) виражає дію відцентрових і Каріолісових сил:

$$\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \cdot \vec{u} + \vec{\omega} \cdot (\vec{\omega} \cdot \vec{r})),$$

де ω – кутова швидкість обертання, r – радіус-вектор (модуль якого дорівнює відстані від цієї точки до осі обертання). Течія у гідромашинах, як правило, є турбулентною. К-ε модель заснована на концепції вихрової в'язкості, тому

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.8)$$

де μ_t - динамічна в'язкість. К-ε модель передбачає, що динамічна в'язкість пов'язана з кінетичною енергією турбулентності та дисипацією через співвідношення:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.9)$$

де C_μ — стала константа; значення k і ε отримують безпосередньо з диференціальних рівнянь перенесення для кінетичної енергії турбулентності та швидкості розсіювання турбулентності:

$$\frac{d(\rho k)}{dt} + \frac{d}{dx_j} + \frac{d}{dx_i} (\rho u_j k) = \frac{d}{dx_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{dk}{dx_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}, \quad (3.10)$$

$$\frac{d(\rho \varepsilon)}{dt} + \frac{d}{dx_j} = \frac{d}{dx_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{d\varepsilon}{dx_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}), \quad (3.11)$$

де $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k та σ_ε — константи. P_{kb} та $P_{\varepsilon b}$ представляють вплив сил плавучості. P_k - вираження турбулентності через в'язкі сили, яке моделюється за допомогою:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) \frac{du_i}{dx_j} - \frac{2}{3} \frac{du_k}{dx_k} \left(3\mu_t \frac{du_k}{dx_k} + \rho k \right), \quad (3.12)$$

3.3.2 Ідентифікація динамічних коефіцієнтів

В даній роботі для визначення витратних та динамічних характеристик різних конструкцій багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів виконувався числовий розрахунок на складних тривимірних моделях в середовищі ANSYS CFX. При розрахунку задачі в нестационарній постановці моделювалась пряма синхронна прецесія вала за циліндричною траєкторією, розглядалися чотири повних обертання вала для визначення величини гідродинамічних сил в ущільненні. На рис. 3.29 схематично показаний прецесійний рух вала та сили, які виникають в рідині при циліндричній прецесії.

Ротородинамічні коефіцієнти представляють собою компоненти сил реакції в ущільненні F_r , F_t при малих збуреннях відносно положення рівноваги в наступній вигляді:

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

де $\Delta x, \Delta y; \Delta \dot{x}, \Delta \dot{y};$ і $\Delta \ddot{x}, \Delta \ddot{y}$ - відносні компоненти переміщення,

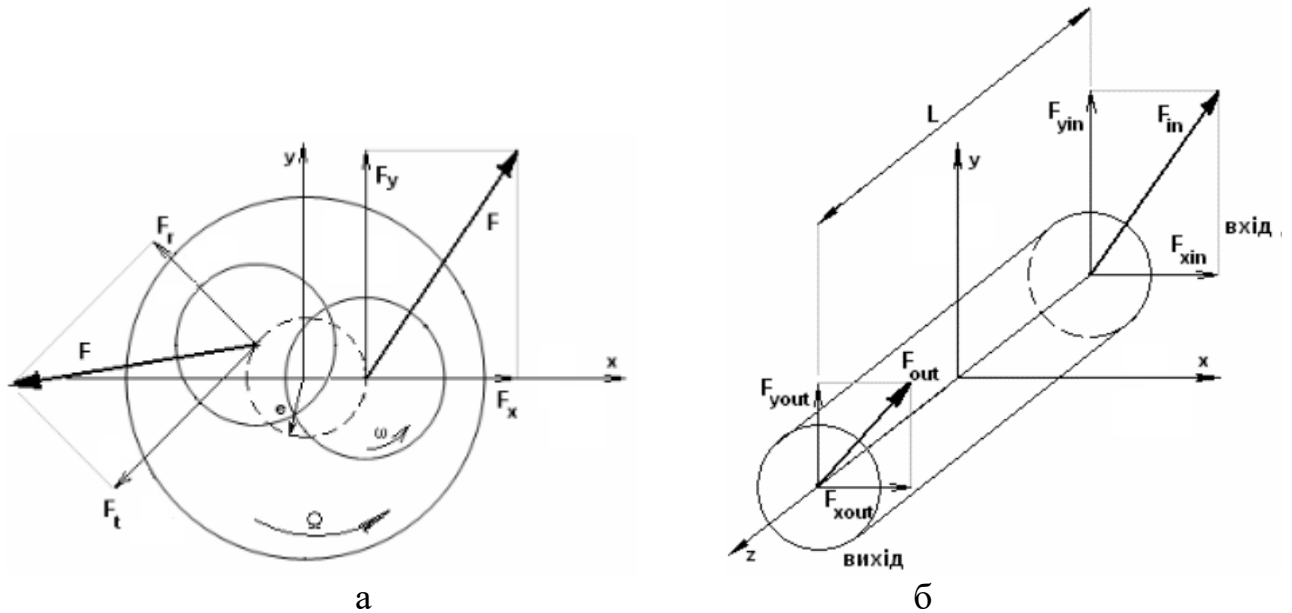


Рисунок 3.29 – Траєкторія руху вала в шпаринному ущільненні:
сили (а) та моменти реакції рідини (б)

швидкості та прискорення, відповідно, між ущільненням і валом у відповідних напрямках x та y . Крім того, коефіцієнти K_{ij}, C_{ij} і M_{ij} є функцією e . Для малого прецесійного руху вала навколо центра, модель рівняння, що залежить від ексцентриситету рівняння (3.13) часто замінюється такою спрощеною моделлю для сил реакції:

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

де F_r і F_t - сили реакції ущільнення, K - пряма жорсткість, k - перехресна жорсткість, C - пряме демпфірування, c - перехресне демпфірування. Терміни ΔX і ΔY є відносними переміщеннями ротора-статора. Модель враховує інерцію

рідини через прямий віртуальний масовий член M і перехресний віртуальний масовий член m . Рішення виконується для невеликих зміщень відносно центрального положення з нульовим ексцентриситетом. Модель використовується для відносного ексцентриситету $\varepsilon = 0,1$ за умови, що динамічні коефіцієнти відносно незалежні від статичного ексцентриситету.

$$\begin{aligned} x &= e \cdot \cos(\Omega t) \\ y &= e \cdot \sin(\Omega t) \end{aligned} \quad (3.15)$$

Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнення виконувалось чотири розрахунки циліндричної прецесії вала при різних частотах прецесії Ω і з ексцентриситетом e (3.15). За результатами розрахунків проведена апроксимація радіальної сили F_r – поліномом другого порядку відносно частоти прецесії, та тангенціальної сили F_t – поліномом першого порядку. Коефіцієнти цих поліномів є динамічними характеристиками ущільнення. Схематичний рух вала, а також сили та моменти в ущільненні при циліндричній прецесії представлені на рис.3.51.

Застосовуючи методику оцінки значень динамічних характеристик ущільнень [27] та використовуючи відповідні рівняння визначають коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

$$\begin{cases} \frac{F_r}{e} = -K - \Omega c + \Omega^2 M \\ \frac{F_t}{e} = -k - \Omega C \end{cases}, \quad (3.16)$$

За допомогою системи рівнянь (3.16) можна визначити величини коефіцієнтів жорсткості та демпфірування багатошпаринного ущільнення.

Таблиця 3.2 – Незмінні геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення

$l_1,(\text{мм})$	21
$l_2,(\text{мм})$	11
$l_3,(\text{мм})$	20
$R_1,(\text{мм})$	44,4
$R_2,(\text{мм})$	41,2
$R_3,(\text{мм})$	38
$h_1=h_2=h_3;2h_1=h_2=2h_3$ (мм)	0,2;0,4
ексцентриситет(e), (мм)	0,02

За представленою вище методикою визначені динамічні характеристики ущільнень. Всі розрахунки походились при однакових граничних умовах. У якості робочої рідини використовується вода, яку можна вважати нестисливою з постійними властивостями: густина - 997 кг/м^3 , динамічна в'язкість - $8.899 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Граничні умови, які використовувалися при розрахункових дослідженнях, представлені в таб. 3.3. Геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.3 - Граничні умови

$P_{\text{вх}}, [\text{атм}]$	$P_{\text{вих}}, [\text{атм}]$	$\omega, [\text{об/мин}]$	$t, ^\circ\text{C}$
10	0	3000	25

Аналіз полів швидкості і ліній току в повздовжньому та поперечному перетинах для двох варіантів конструкцій показує, що у повздовжньому перетині другого варіанту конструкції збільшується інтенсивність вихрового потоку у камерах у нижній частини ущільнення порівняно з першим варіантом конструкції. Також збільшується максимальна швидкість потоку. З поперечних перетинів А і В для кожної конструкції видно, що в другому варіанті конструкції зменшується швидкість окружного потоку і змінення її по окружності камер.

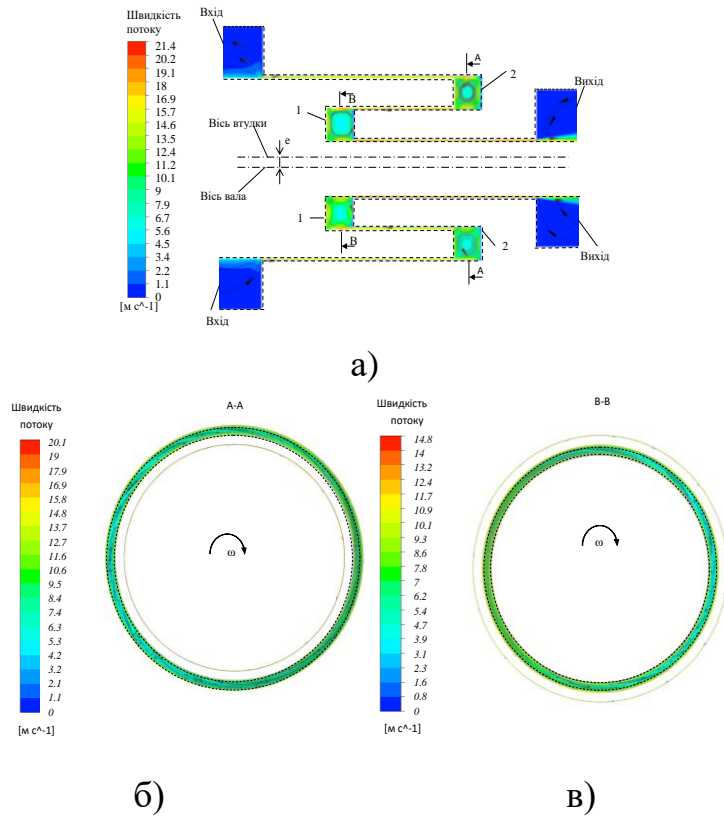


Рисунок 3.30 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах для першого варіанту конструкції при $K=3$ мм

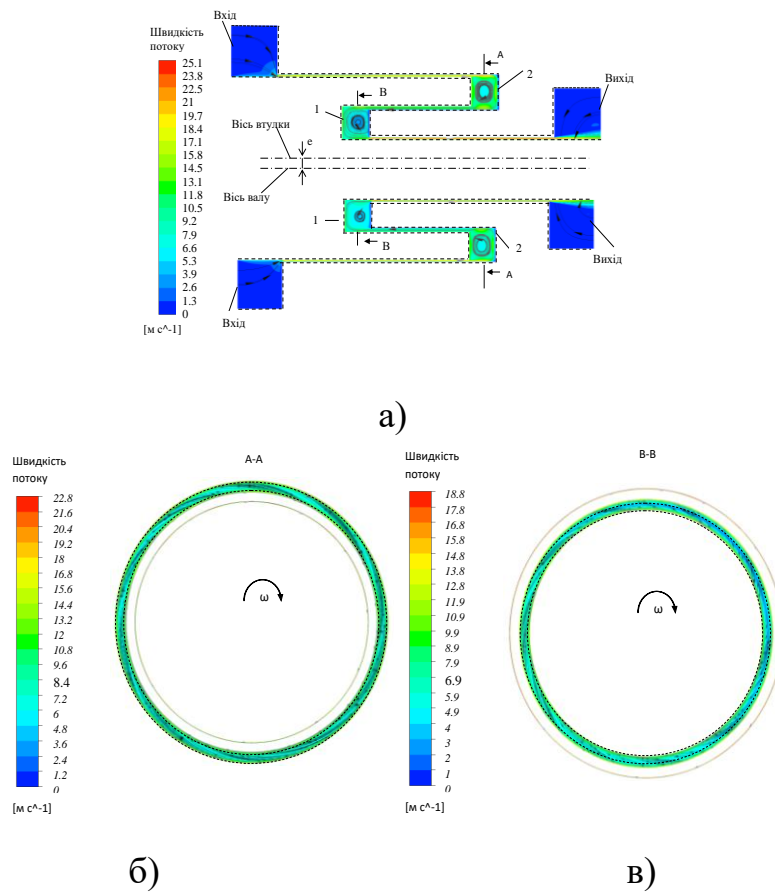


Рисунок 3.31 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах для другого варіанту конструкції при $K=3$ мм

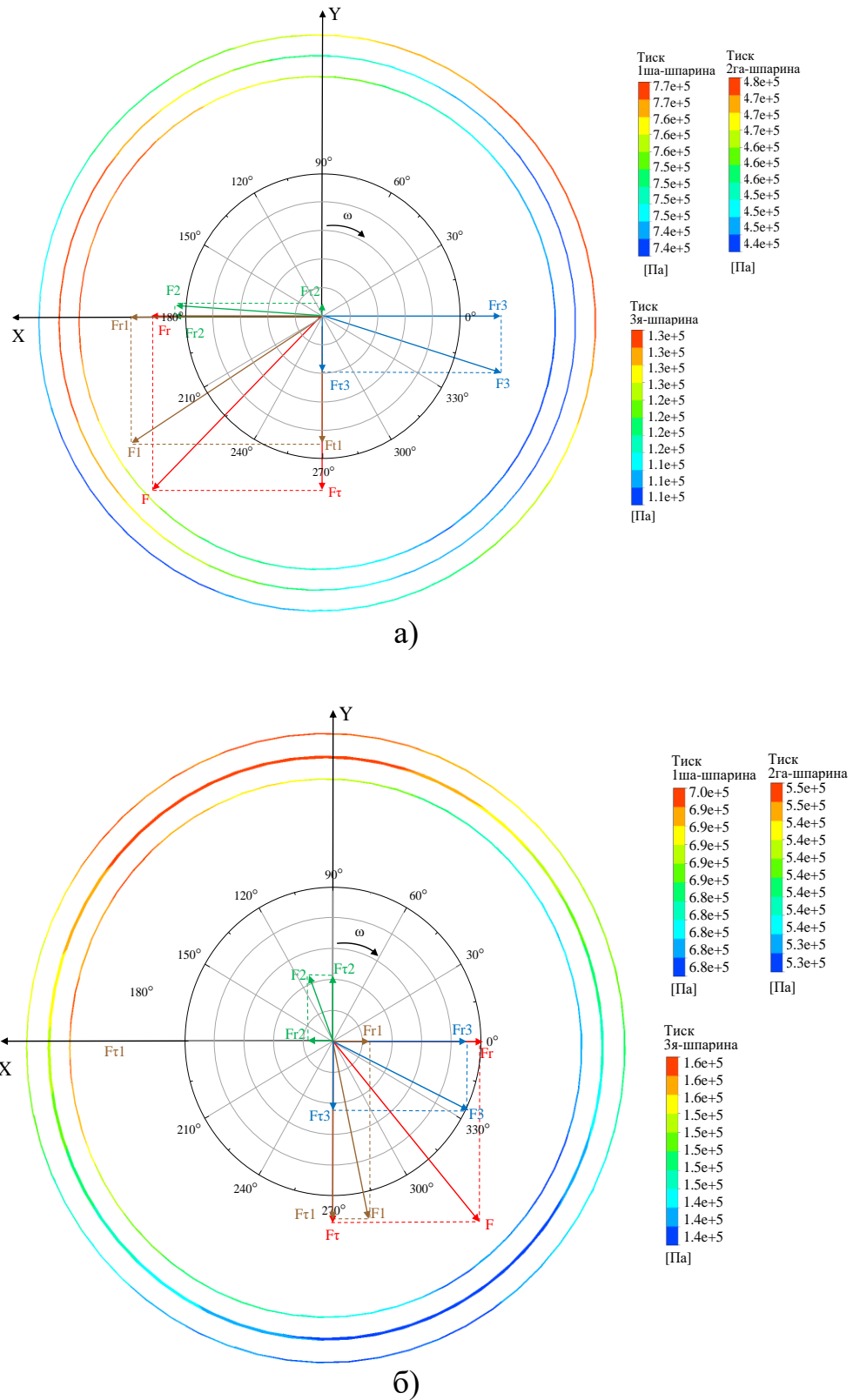
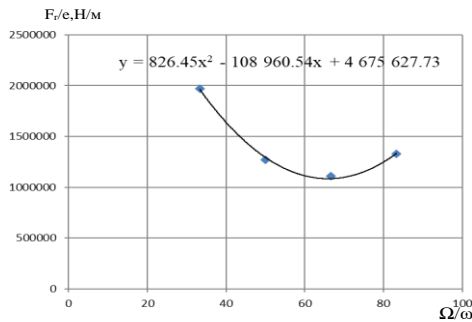


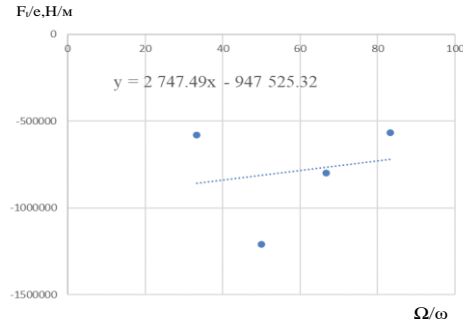
Рисунок 3.32 - Розподіл тиску в середній площині шпарин ущільнення та вклад сил кожної шпарини: I-варіант конструкції ущільнення при $K=3$ мм (а), II-варіант конструкції ущільнення при $K=3$ мм

Таблиця 3.4 – Динамічні коефіцієнти для I-варіанту конструкції при $K=3$ мм

	M [кг]	c[H/м]	K[H/м]	C[c/м]	k[H/м]
Сумарно	25.8	108961	-4676018	-2748	-947525
I-шпарина		86939	-4114570	-14287	-1281486
II-шпарина		16900	-1749277	-6327	-57589
III-шпарина		4087	1225254	18727	383143
Камера		1052	-37425	-861	8406



а)

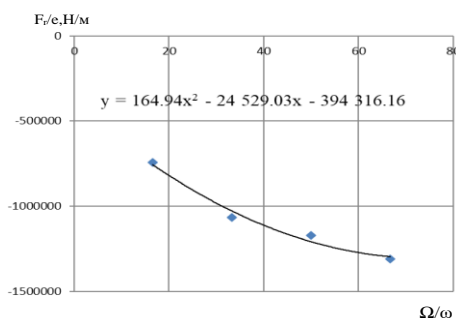


б)

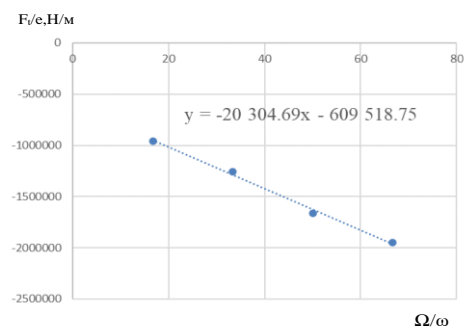
Рисунок 3.33 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил від відносної частоти прецесії

Таблиця 3.5 – Динамічні коефіцієнти для II-варіанту конструкції при $K=3$ мм

	M [кг]	c[H/м]	K[H/м]	C[c/м]	k[H/м]
Сумарно	12,8	24529	394316	20305	-609519
I-шпарина		29784	-550092	15058	-696475
II-шпарина		-10539	123408	-5261	265288
III-шпарина		5865	799515	10666	-190768
Камера		-581	21485	-158	12436



а)



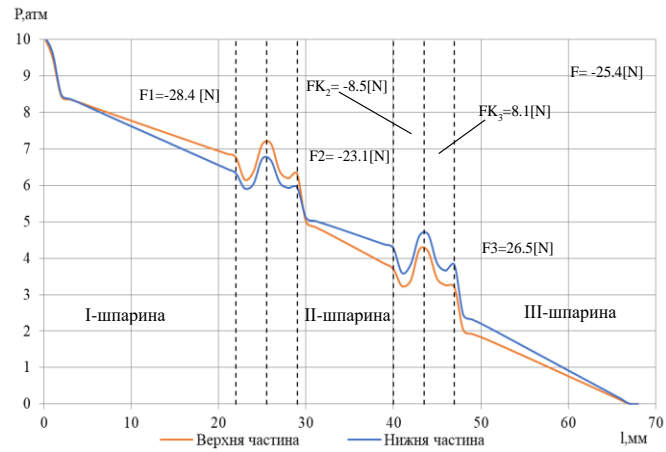
б)

Рисунок 3.34 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил від відносної частоти прецесії

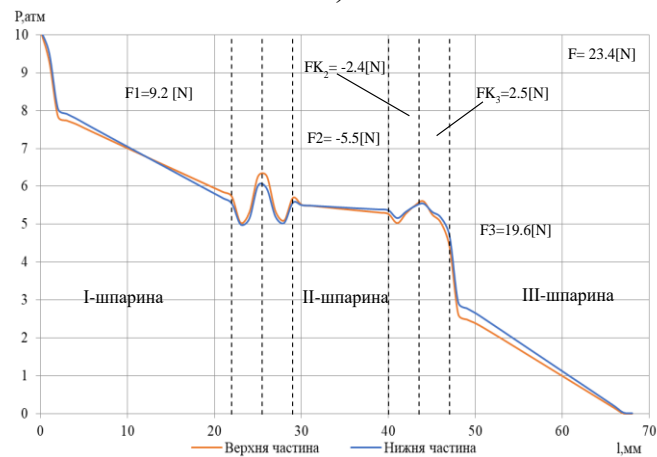
Аналіз радіальних і тангенціальних сил, які діють у зазорах трьохшпаринного ущільнення двох варіантів конструкції (рис. 3.32 а, б) показує, що для першого варіанту конструкції (рис. 3.32 а) сумарна результуюча радіальна гідростатична сила є децентруючою, однак сумарна результуюча тангенціальна сила має стабілізуючу дію. Тільки радіальна сила на третій шпарині є центруючою, а тангенціальна сила на другій шпарині є дестабілізуючою. В другому варіанті конструкції (рис. 3.32 б) сумарна результуюча радіальна сила змінює свій знак і стає центруючою. Дещо меншою за величиною ніж децентруюча сила в першому варіанті конструкції ущільнення. Тангенціальна сила є стабілізуючою, як і у першому варіанті конструкції. Тільки радіальна та тангенціальна сили на другій шпарині є децентруючою та дестабілізуючою відповідно.

В таблицях 3.4 та 3.5 зведені значення динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування і приєднаної маси, а на рисунках 3.33 та 3.34 приклади апроксимації та визначення відповідних динамічних коефіцієнтів для двох варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення. Аналіз показав, що для першого варіанту конструкції (табл. 3.4) сумарна пряма жорсткість є негативною, також негативними є сумарне пряме демпфірування і сумарна перехресна жорсткість. Це говорить про те, що радіальна сила є децентруючою, напрямок тангенціальної сили залежить від співвідношення прямого демпфірування і перехресної жорсткості. В другому варіанті конструкції (табл. 3.5) основні сумарні динамічні коефіцієнти мають позитивне значення, тільки сумарна перехресна жорсткість має негативне значення, але в цьому випадку це однозначно свідчить про стабілізуючу дію сил, які діють на обертовий вал.

Змінення напрямлення дії сили з децентруючою на центруючу показано на рисунках 3.35 а,б, з яких видно, що збільшення величини радіального зазору другої шпарини призводить до більших місцевих втрат на вході в першу шпарину, але більше падіння гідростатичного тиску на вході відбувається верхній частині з більшим зазором, та дещо більше падіння по довжині спостерігається у нижній частині зазору ущільнення.

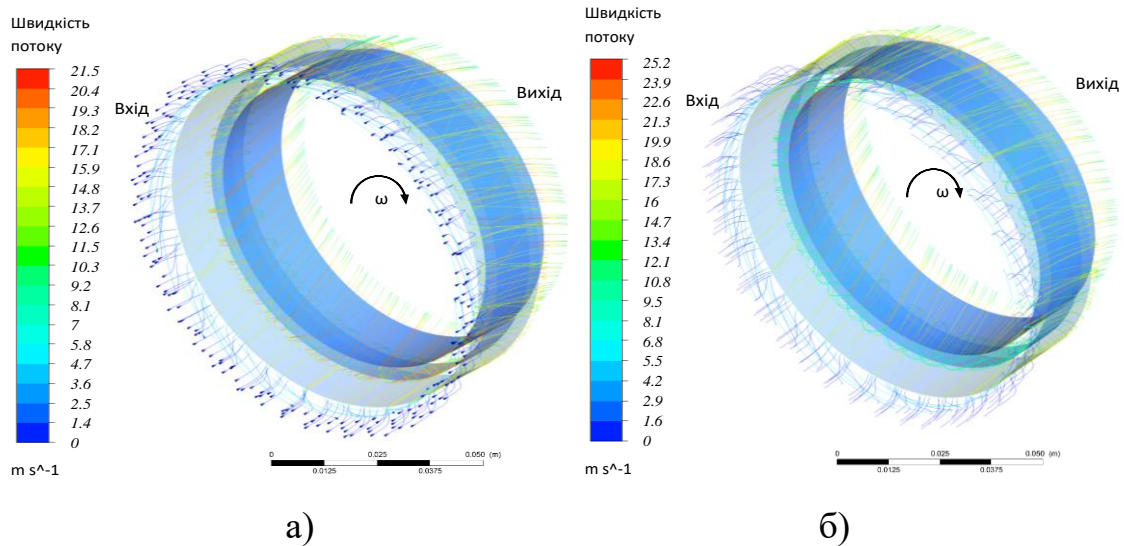


а)



б)

Рисунок 3.35 – Розподіл гідродинамічного тиску по довжині ущільнення: для I-варіанту конструкції при $K=3$ мм (а), для II-варіанту конструкції при $K=3$ мм (б)



а)

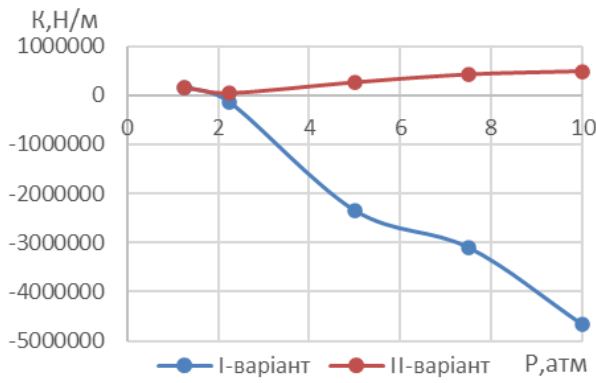
б)

Рисунок 3.36 – Лінії току, що демонструють гідродинаміку течії рідини в трьохшпаринному ущільненні: I-варіант конструкції при $K=3$ мм (а), II-варіант конструкції при $K=3$ мм (б)

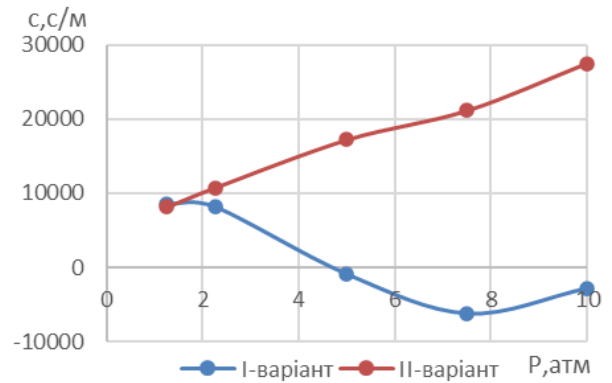
Відновлення тиску на виході не має більш менш суттєвого впливу на величину сумарної радіальної сили в ущільненні. У другій шпарині значно зменшується падіння гідростатичного тиску як на вході, так і по довжині ущільнення, що збільшує величину вхідного тиску на вході у третю шпарину. Однак за рахунок більшого падіння тиску на вході і по довжині, дещо зменшується центруюча сила на третій шпарині. За рахунок центруючої дії першої шпарини, а також суттєвого зменшення децентруючої дії третьої шпарини, сумарна радіальна сила у другому варіанті конструкції ущільнення (рис. 3.35 б) стає центруючою. Негативний знак жорсткості на першій шпарині може свідчити про вплив не тільки осьової, але і окружної швидкості, так як і позитивний знак прямої жорсткості на другій шпарині. Гідродинамічні процеси в третій шпарині подібні до одношпаринного ущільнення з витіканням ущільнювального середовища безпосередньо в атмосферу.

Лінії току демонструють траєкторію течії рідини у трьохшпаринному ущільненні двох варіантів конструкцій (рис. 3.36 а,б), які були зазначені вище. Порівняння двох варіантів конструкцій показує, що в першій шпарині другого варіанту конструкції (рис. 3.36 б) збільшується осьова швидкість (зменшується кут нахилу ліній току). В другій шпарині навпаки збільшується кут нахилу ліній току, тобто зменшується осьова швидкість та збільшується окружна швидкість течії. В третій шпарині відбувається збільшення значень як осьової, та і окружної швидкостей, тому кут нахилу ліній току майже не змінюється.

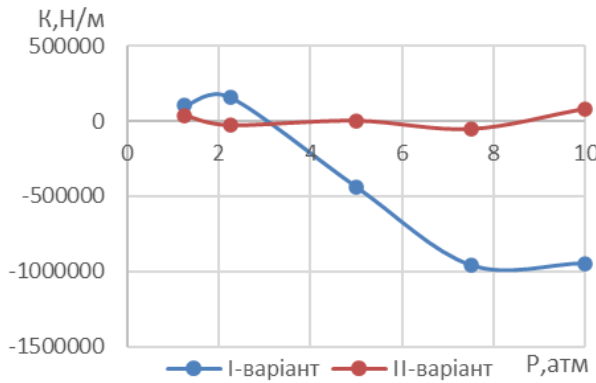
Для аналізу динамічних характеристик, приведених двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень з відносно короткими шпаринами ($l/D < 0,5$) та збільшеними осьовими розмірами з'єднувальних камер, були проведені числові розрахунки при різних ущільнювальних тисках та отримані значення коефіцієнтів жорсткостей, демпфірування та приєднаних мас (рис. 3.37 а-д). Аналіз прямих жорсткостей і демпфірувань показує, що для обох варіантів конструкцій при збільшенні вхідного тиску збільшується у першому варіанті негативна пряма жорсткість, у другому варіанті позитивна пряма жорсткість.



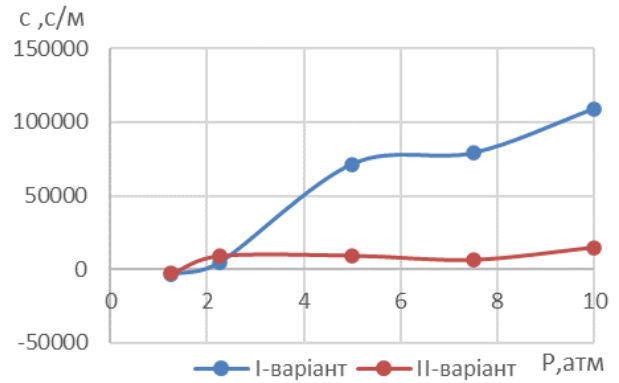
а)



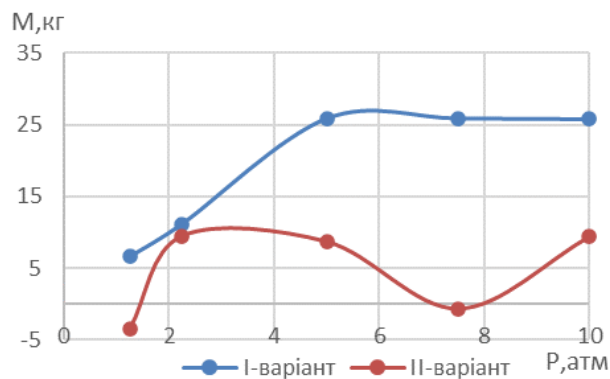
б)



в)



г)



д)

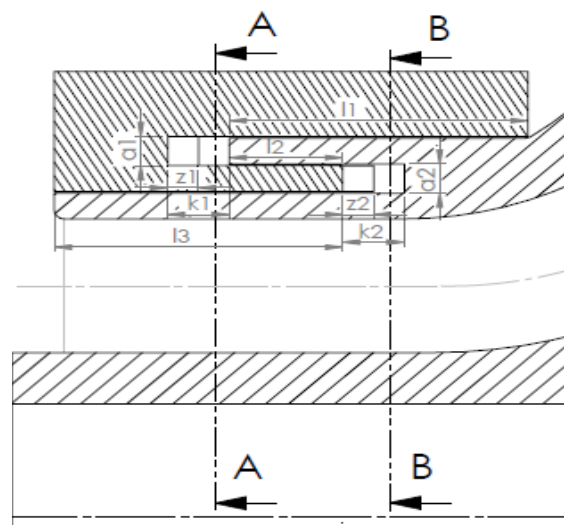
Рисунок 3.37 – Залежність коефіцієнтів жорсткості та демпфірування від ущільнювального тиску: а) пряма жорсткість; б) пряме демпфірування; в) перехресна жорсткість; г) перехресне демпфірування; д) приєднана маса

Для першого варіанту конструкції ущільнення негативна пряма жорсткість збільшується більш суттєво. При мінімальному вхідному тиску перший варіант конструкції має ще позитивну пряму жорсткість, при підвищенні тиску пряма жорсткість стає негативною. Пряме демпфірування також збільшується при

підвищенні вхідного тиску. Так при менших ущільнювальних тисках 1,25; 2,5 атм для першого варіанту конструкції пряме демпфірування є позитивним, при збільшенні тиску пряме демпфірування стає негативним. Для другого варіанту конструкції величини прямого демпфірування є завжди позитивними. Перехресна жорсткість та перехресне демпфірування для першого варіанту конструкції збільшуються в негативному та позитивному значеннях відповідно змінюючи знак при менших значеннях вхідного тиску 1,25; 2,5 атм. Перехресна жорсткість та демпфірування для другого варіанту конструкції мають відносно не великі значення. Менші величини приєднаної маси має конструкція зі збільшеним радіальним зазором другої шпарини.

3.4 Числові дослідження нових конструкцій трьохшпаринних ущільнень

З результатів досліджень стає зрозумілим, що основний вплив на роботу ущільнення мають торцеві камери, тому було прийняте рішення розглянути вплив гальм та лопаток, встановлених в з'єднувальних камерах рис. 3.38 а-в та 3.39 а-в. Всі геометричні параметри залишались подібними до першого варіанту конструкції при $K=3$ мм. При встановленні лопаток були збільшені осьові розміри з'єднувальних камер z_1, z_2 на величину їх осьового розміру.



a)

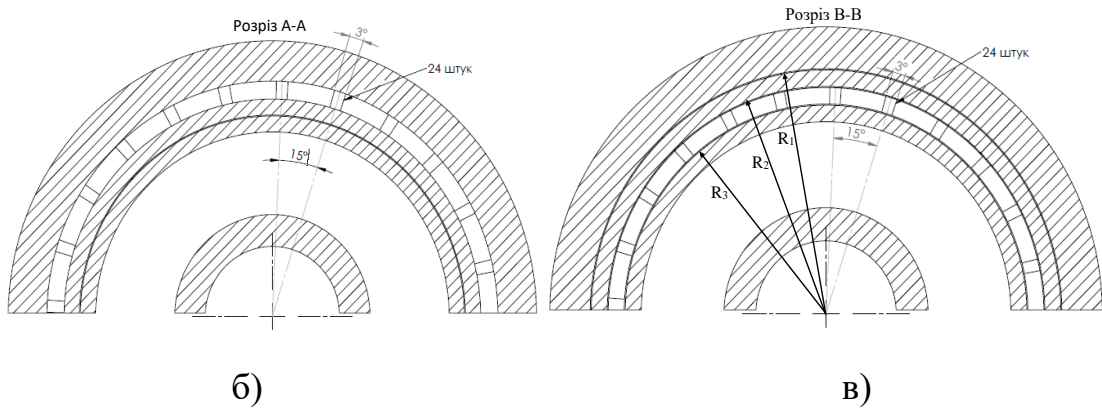


Рисунок 3.38 – I-варіант конструкції при $K=3$ мм з гальмами в камерах $l_1=21$ мм, $l_2=11$ мм, $l_3=20$ мм, $k_1, k_2=6$ мм, $z_1, z_2=3$ мм, $R_1=44.4$ мм, $R_2=41.2$ мм, $R_3=38$ мм

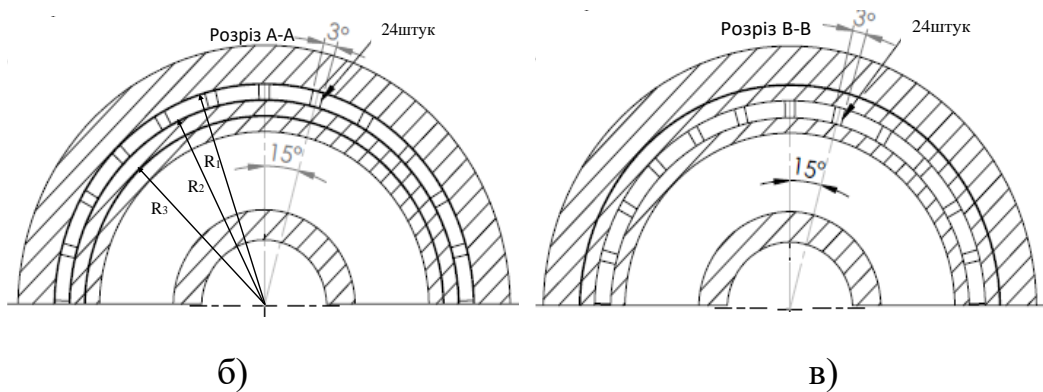
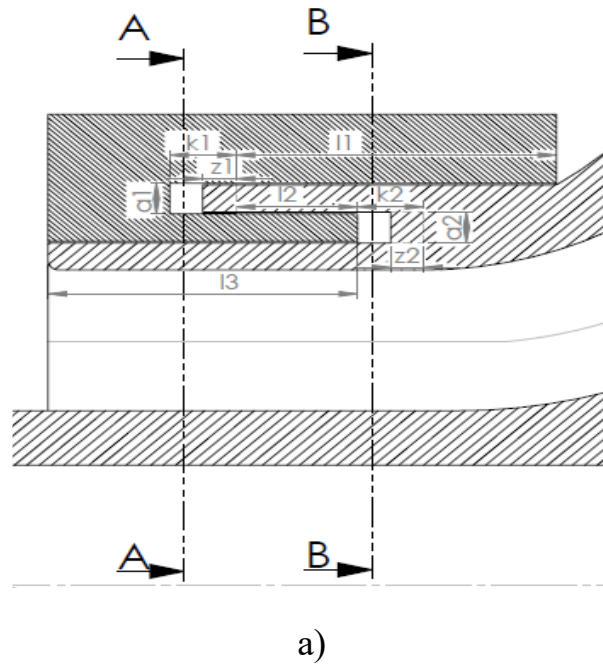
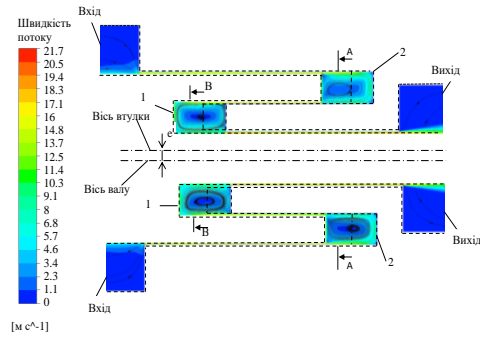


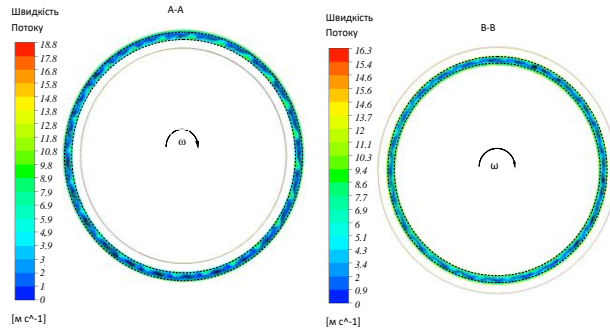
Рисунок 3.39 – I-варіант конструкції з обертовими лопатками в камерах $l_1=21$ мм, $l_2=11$ мм, $l_3=20$ мм, $k_1, k_2=6$ мм, $z_1, z_2=3$ мм, $R_1=44.4$ мм, $R_2=41.2$ мм, $R_3=38$ мм

Порівняння трьох нових варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення (рис. 3.38, 3.39) показує, що в конструкції з гальмами (рис. 3.40, 3.41) стримується потік в окружному напрямку і переходить в потік в радіальному напрямку. В варіанті конструкції з лопатками збільшується окружний потік (рис. 3.42 а,б,в), але зменшується радіальний потік. Загалом такого роду потік гальмує перетікання рідини від частини шпарини з більшим зазором до частини шпарини з меншим зазором, що не призводить до перерозподілу швидкостей і відповідному зміненню гідростатичної сили з децентруючою на центруючу (рис. 3.43 а-в). А навпаки децентруюча сила збільшується, але разом з тим збільшується тангенціальна стабілізуюча сила (рис. 3.43 б,в), що поряд зі змінням знаку на позитивний та збільшенням величини перехресної жорсткості конструкції ущільнень мають збільшену величину прямого демпфірування (табл. 3.6-3.8). Пряма жорсткість має негативну величину для трьох конструкцій ущільнення. Присутність гальм та лопаток в з'єднувальних камерах не зменшує, а навпаки збільшує перехресну жорсткість в конструкції трьохшпаринного ущільнення. Рівняння регресії, за якими знаходяться динамічні коефіцієнти приведені на рисунках 3.44-3.46. Основний суттєвий вплив на сумарні величини гідродинамічних сил має перша шпарина, друга шпарина має децентруючу і дестабілізуючу дію, а третя шпарина навпаки центруючу та стабілізуючу дію (рис. 3.43). Розподіли гідростатичного тиску в верхній та нижній частинах для трьох конструкцій ущільнення мають схожий вигляд (рис. 3.47 а-в), з різницею лиш в тому, що при менших осьових розмірах з'єднувальних камер відбувається не відновлення, а зменшення величини тиску на виході з першої та другої шпарин ущільнення.

Із рисунків 3.48 а-в видно, що найбільше закручення потоку (найбільший нахил ліній току) відбувається у трьохшпаринному ущільненні з обертовими лопатками (рис. 3.48 в), найменший нахил ліній току відбувається в ущільненні з гальмами та зменшеною камерою (рис. 3.48 б).



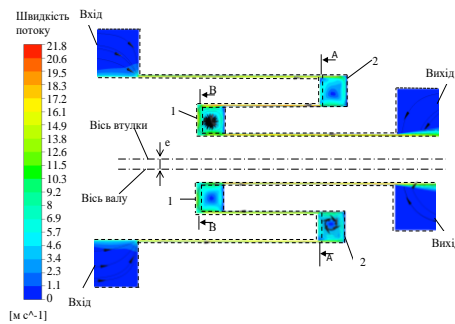
а)



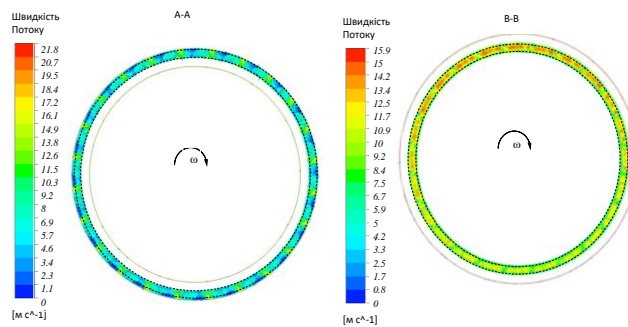
б)

в)

Рисунок 3.40 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах І-варіанту конструкції ущільнення з гальмами при $k_1, k_2=6$ мм



а)



б)

в)

Рисунок 3.41 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах І-варіанту конструкції ущільнення з гальмами при $k_1, k_2=3,2$ мм

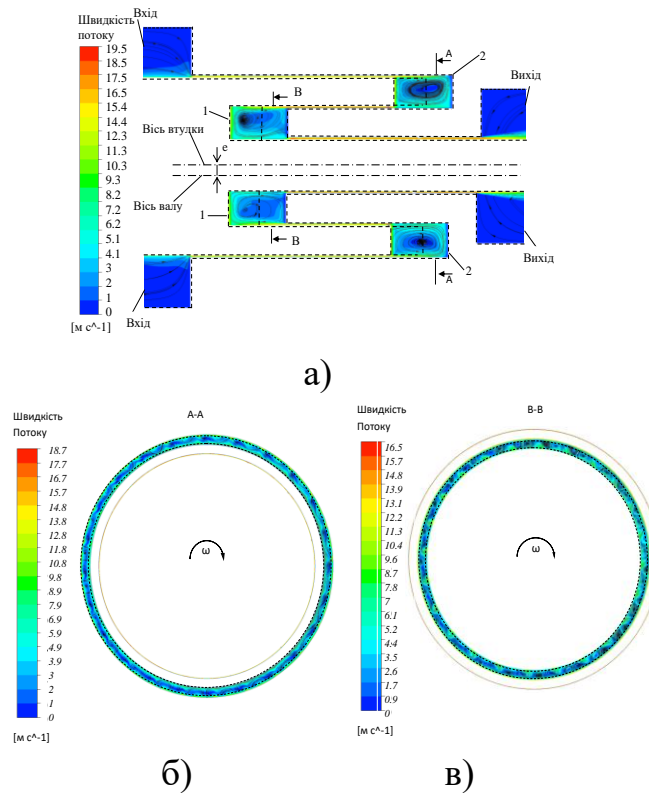
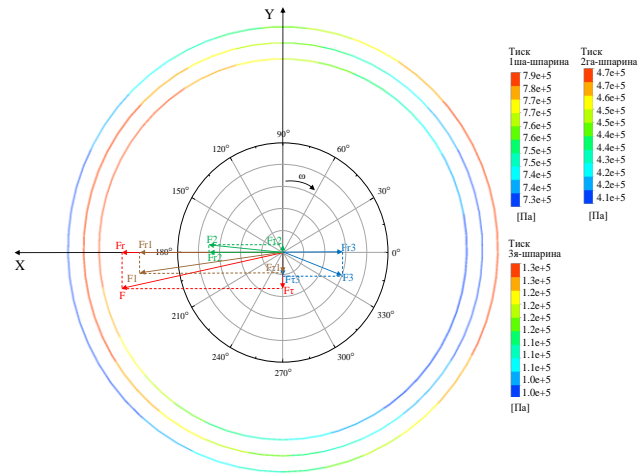


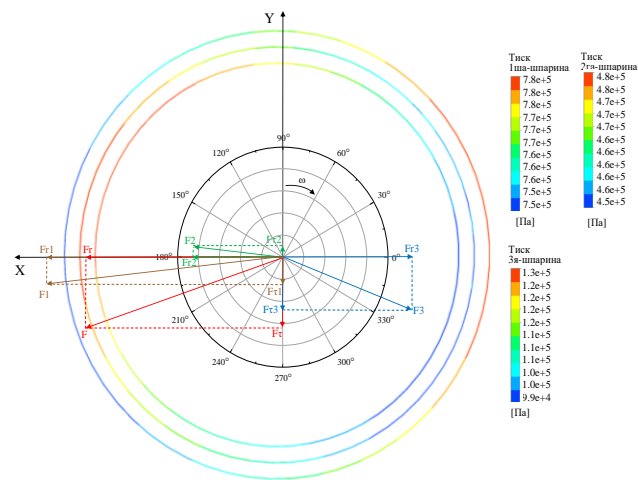
Рисунок 3.42 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перерізах II-варіанту конструкції ущільнення з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6 \text{ мм}$

В конструкціях з гальмами потік гальмується в камерах (рис. 3.48 а,б), а в конструкції з обертовими лопатками навпаки закручується в камерах, створюючи додатковий вихровий потік (рис. 3.48 в).

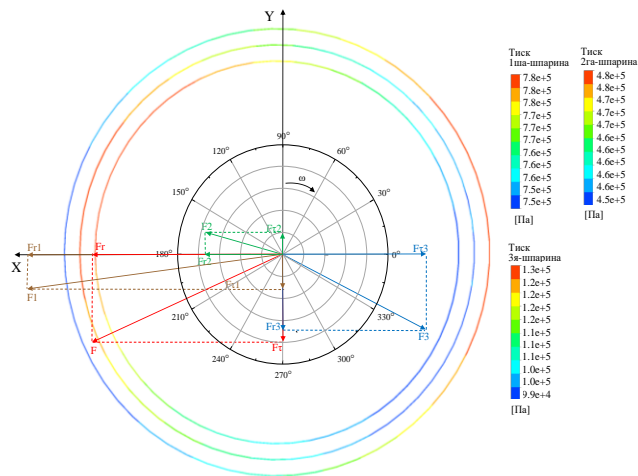
До вище сказаного можна додати те, що зменшення осьового розміру з'єднувальних камер призвело до суттєвого збільшення негативної жорсткості, тобто збільшення децентруючої сили, що суттєво впливає на згинальну жорсткість вала. А також до збільшення демпфірування і перехресної жорсткості. Позитивна перехресна жорсткість негативно впливає на вібраційний стан вала, але достатньо суттєва величина прямого демпфірування може не відновлювати дестабілізуючу дію в розглянутих конструкціях ущільнень з гальмами і обертовими лопатками. Конструкція з гальмами і збільшеною камерою є переважною, тому що має достатньо велике значення перехресного демпфірування, яке може значно покращити центруючу дію ущільнювального шару.



а)



б)



в)

Рисунок 3.43 – Розподіл тиску по окружності кожної шпарини зі сторони входу для конструкції: з гальмами при $k_1, k_2 = 6$ мм (а), з гальмами при $k_1, k_2 = 3,2$ мм (б), з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6$ мм (в)

Таблиця 3.6 – Динамічні коефіцієнти конструкції з гальмами при $k_1, k_2=6$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	11	14397.24	-2594297	27006.7	483061
I-шпарина		2806.01	-2582987	14542.33	370182.2
II-шпарина		4943.25	-973598	-3442.55	-74684.9
III-шпарина		6384.1	1043478	16293.17	184095.9
Камера		263.88	-81190.5	-386.25	3467.45

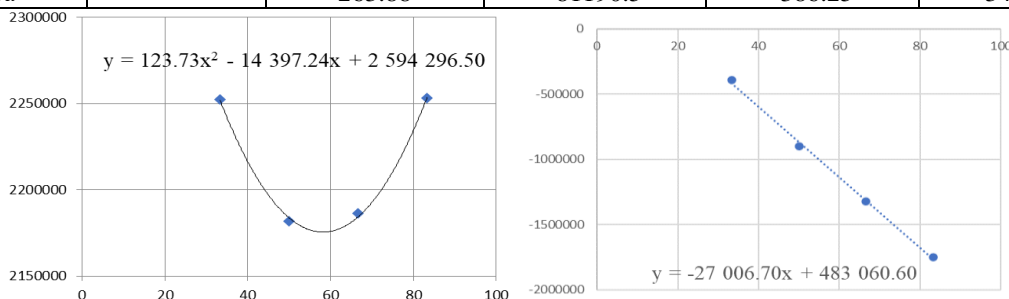


Рисунок 3.44 – Радіальні та окружні сили від відносної частоти прецесії

Таблиця 3.7 – Динамічні коефіцієнти конструкції з гальмами при $k_1, k_2=3,2$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	10,5	9162	-4697143	35472	849541
I-шпарина		4561	-4072555	18107	397801
II-шпарина		-5088	-1910610	-2069	65372
III-шпарина		8974	1399312	19423	358167
Камера		715	-113290	12	28202

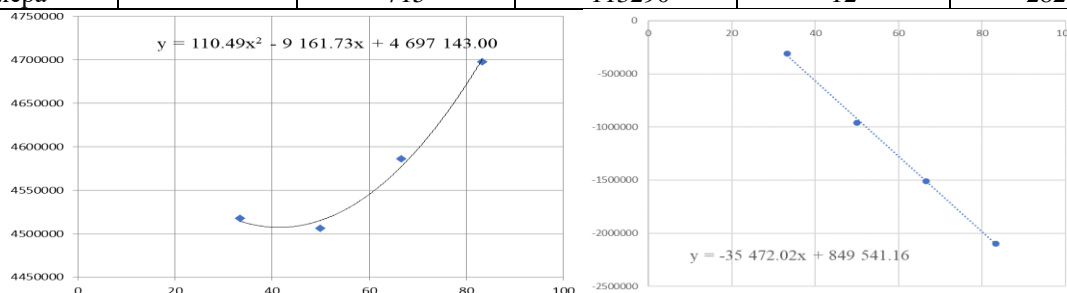
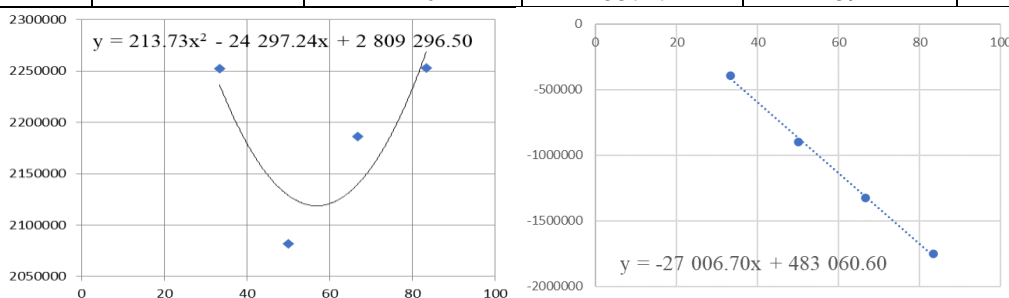
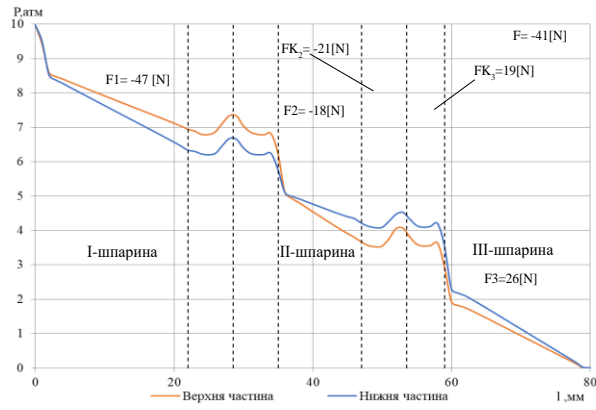


Рисунок 3.45 – Радіальні та окружні сили від відносної частоти прецесії

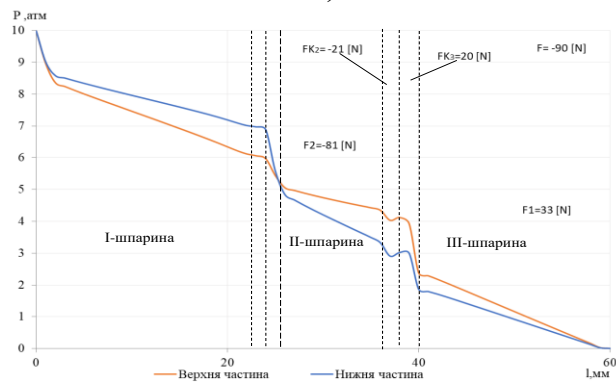
Таблиця 3.8 – Динамічні коефіцієнти конструкції з лопатками при $k_1, k_2=6$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	4,7	1624	-1956163	16766	43225
I-шпарина		8031	-2720032	3725	-138570
II-шпарина		-8809	-458674	-663	177153
III-шпарина		2648	1276259	14097	345
Камера		-246	-53717	-394	4297

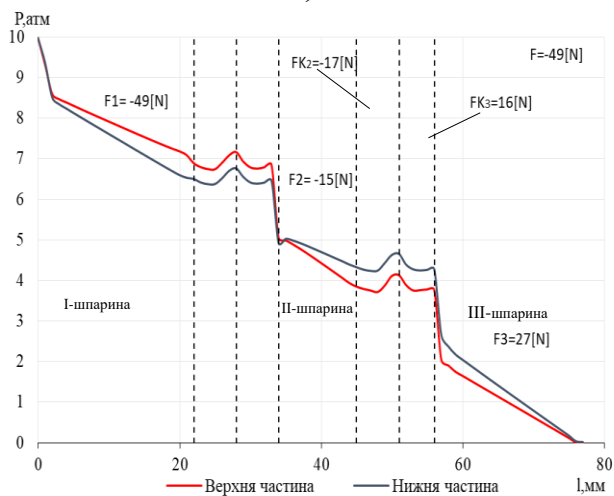
Рисунок 3.46 – Залежності радіальних та окружних сил від відносної частоти прецесії для конструкції з обертовими лопатками при $k_1, k_2=6$ мм



а)

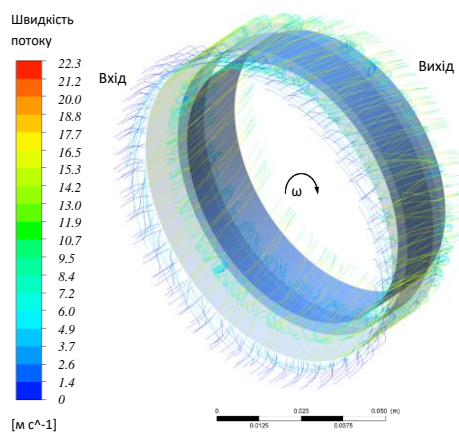


б)

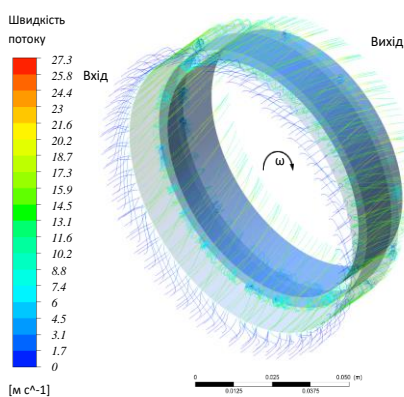


в)

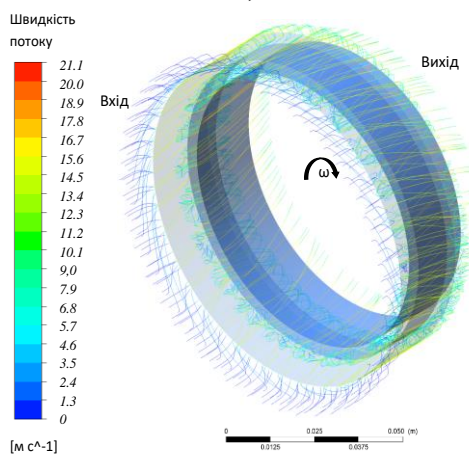
Рисунок 3.47 – Розподіл тиску по довжині верхньої та нижньої частини ущільнення для конструкції: з гальмами при $k_1, k_2 = 6$ мм (а), з гальмами при $k_1, k_2 = 3,2$ мм (б), з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6$ мм (в)



а)



б)



в)

Рисунок 3.48 – Лінії току, що демонструють гідродинаміку течії рідини в трьохшпаринному ущільненні для конструкції: з гальмами при $k_1, k_2 = 6$ мм (а), з гальмами при $k_1, k_2 = 3,2$ мм (б), з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6$ мм (в)

3.5 Висновки

Достовірність отриманих наукових положень і результатів забезпечується: достатнім узгодженням розрахункових та експериментальних даних та використанням методики і засобів вимірювання, що забезпечують допустиму похибку експериментального визначення основних величин.

Результати експериментальних та розрахункових досліджень трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу показали більшу динамічну стійкість другого варіанту конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Експерименти показали, що в цій конструкції на 36 % менша максимальна критична амплітуда та при збільшенні ущільнювального тиску спостерігається суттєве збільшення критичних швидкостей коливань вала. Як і традиційні конструкції шпаринних ущільнень, багатошпаринні ущільнення мають зменшення величини витоків зі збільшенням частоти обертання вала, та їх збільшення при підвищенні ущільнювального тиску. При порівнянні аналітичних та експериментальних амплітудно-частотних характеристик для другого варіанту конструкції зі збільшеними з'єднувальними камерами максимальна відносна похибка дорівнювала 15 %. Розрахункові дослідження також підтвердили, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Динамічні коефіцієнти – прями жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише покращує динамічну стійкість вала в цьому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення. Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість мала негативну, а перехресна жорсткість позитивну величину. Крім того, проаналізовано внесок кожної шпарини на величину результуючої гідродинамічної сили для двох варіантів конструкцій трьохшпаринних

ущільнень зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Для першого варіанту конструкції приблизно однаковий вплив на величину результуючої радіальної сили мають всі три шпарини ущільнення, а на тангенціальну силу найбільше впливає перша, а найменше впливає друга шпарина. Для другого варіанту конструкції за рахунок двократного збільшення радіального зазору суттєво зменшується вплив другої шпарини, радіальна сила на першій шпарині змінює знак на центруючу. При чому, для обох варіантів конструкцій третя шпарина має центруючу та стабілізуючу дію, а друга шпарина – навпаки.

РОЗДІЛ 4 ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДВОХШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

4.1 Визначення радіальної гідростатичної сили в двохшпаринному ущільненні

4.1.1 Методика розрахунку двохшпаринного ущільнення

За допомогою програмного комплексу ANSYS CFX розв'язувалася стаціонарна задача турбулентної течії рідини у двохшпаринному ущільненні. Розглядалася повна модель ущільнення з радіальним зміщенням осі валу X' відносно осі корпусу X в негативному напрямку осі Y (рис. 4.1), яка включає в себе два послідовно розміщених дроселя, з'єднаних між собою камерою (рис. 4.2). Напрямок зміщення осі валу X' був вибраний таким чином, щоб центруюча радіальна гідростатична сила мала позитивне значення. При цьому, в нижній частині ущільнення відносно осі X зазор на першій шпарині зменшується, а на другій шпарині збільшується на величину ексцентриситету e . В верхній частині ущільнення навпаки, зазор на другій шпарині зменшується $h_2 - e$, а на першій шпарині збільшується $h_2 + e$. Якщо розглядати у якості базової осі, ось валу X' , то зміщення осі корпусу X буде мати негативний ексцентриситет $-e$. Тобто для кращого розуміння можна вважати, що для першої шпарини ексцентриситет є позитивним, а для другої шпарини негативним. Розрахункова сітка моделі ущільнення створена в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep, що дозволяє побудувати розгорнуту сітку моделі відносно осі обертання, для якої вхідні і вихідні межі мають загальну топологію [30,48]. По товщині зазору задано 30 елементів. В результаті розрахункова сітка має приблизно 7,5 млн. елементів. Виконувалось згущення розрахункової сітки в пристінкових шарах. Якість сітки контролювалася за безрозмірним параметром y^+ на стінках проточної частини ущільнення, який змінювався в діапазоні від 20 до 50 для $k-\epsilon$ моделі турбулентності; коефіцієнтом зростання; коефіцієнтом пропорційності та ортогональністю сітки моделі. Розглядалася ізотермічна течія нестисливої рідини. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт

динамічної в'язкості та густина приймалися постійними. У якості граничних умов: задавалась величина тиску нагнітання насосу на вході та величина атмосферного тиску на виході. Також задавались умови адіабатичності і прилипання на стінках та збіжність рішення рівнянь порядку 1×10^{-4} . Виконувався аналіз впливу геометрії камери ущільнення на величину сумарної радіальної гідростатичної сили та витоки.

Розглядались три варіанти конструкцій з'єднувальної камери двохшпаринного ущільнення (рис. 4.3 а-в): 1 варіант – базова конструкція, при постійному радіальному розмірі a , змінювався осьовий розмір b камери; 2 варіант – конструкція з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу та 3 варіант – конструкція з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпусу. В останніх двох конструкціях змінювався як радіальний, так і осьовий розміри камери. Геометричні параметри двохшпаринного ущільнення наведені в таблиці 4.1.

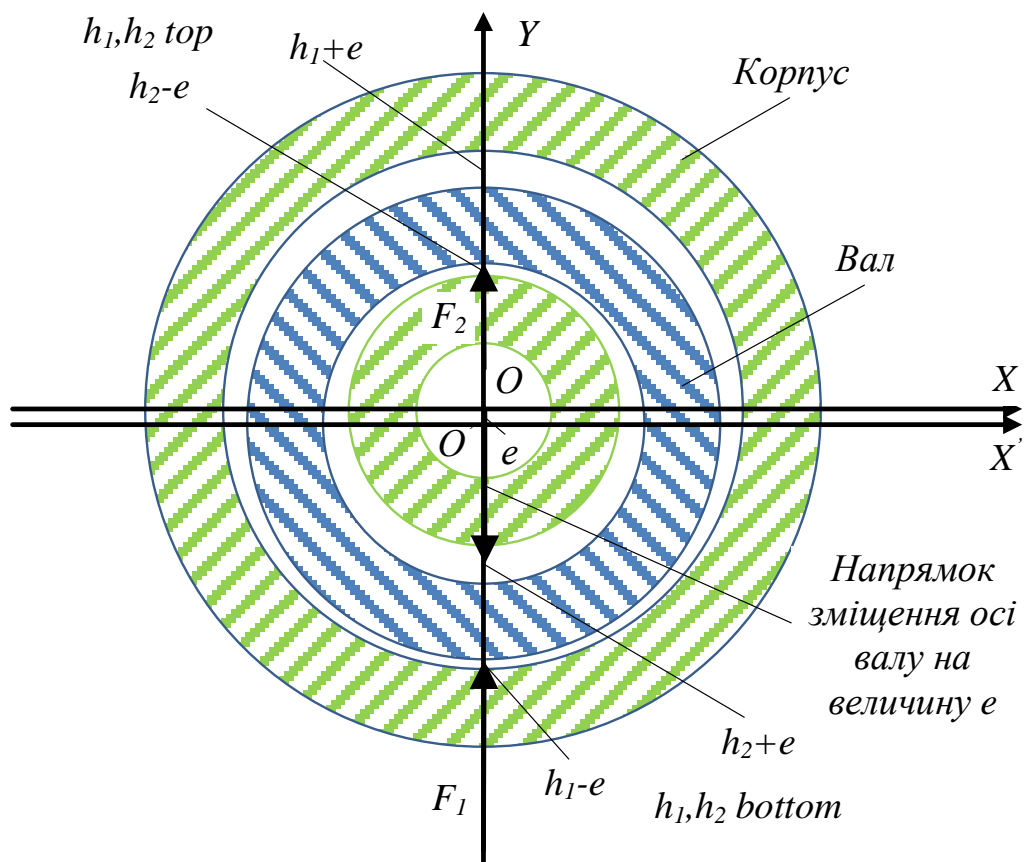


Рисунок 4.1 – Схема зміщення осі валу X' відносно осі корпусу X і центруючі радіальні гідростатичні сили F_1 , F_2 на першій і другій шпаринах

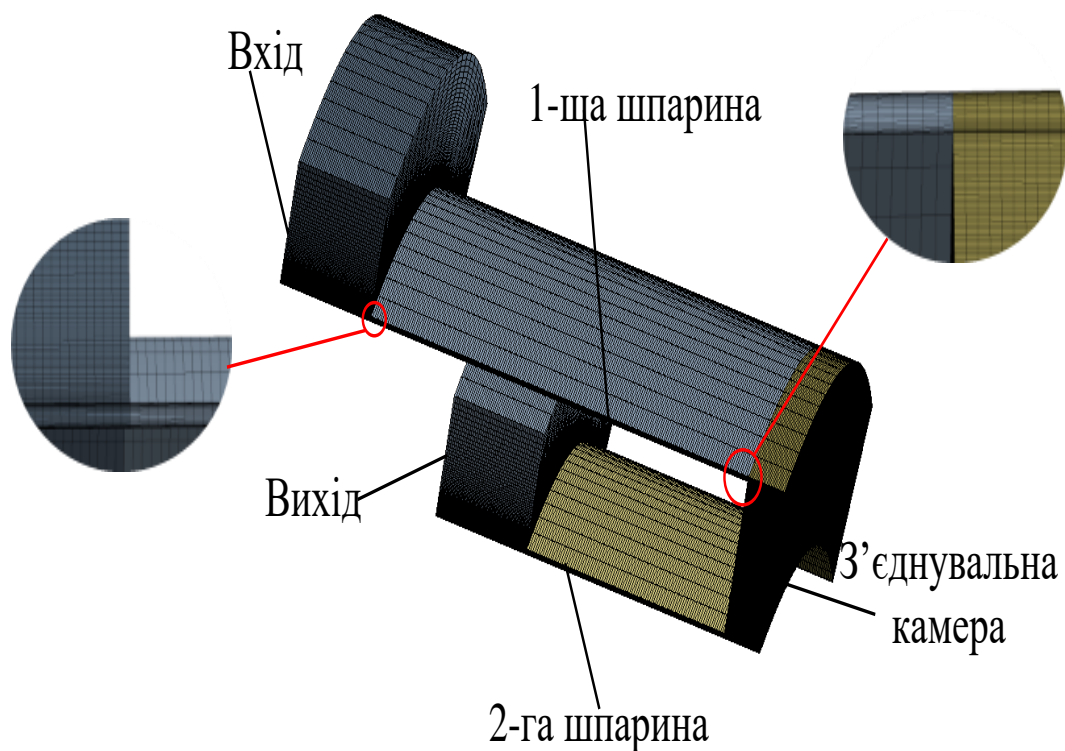


Рисунок 4.2 – Розрахункова сітка двохшпаринного ущільнення

Таблиця 4.1 – Геометричні параметри двохшпаринного ущільнення

Параметр (мм)	Величина
Довжина першої шпарини l_1	21
Довжина другої шпарини l_2	11
Зовнішній радіус першої шпарини R_1	41,4
Зовнішній радіус другої шпарини R_2	34,6
Радіальні зазори в першій та другій шпаринах h_1, h_2	0,2
Базовий радіальний розмір камери a	7
Базовий осьовий розмір камери b	2
Ексцентриситет e	0,04, 0,08

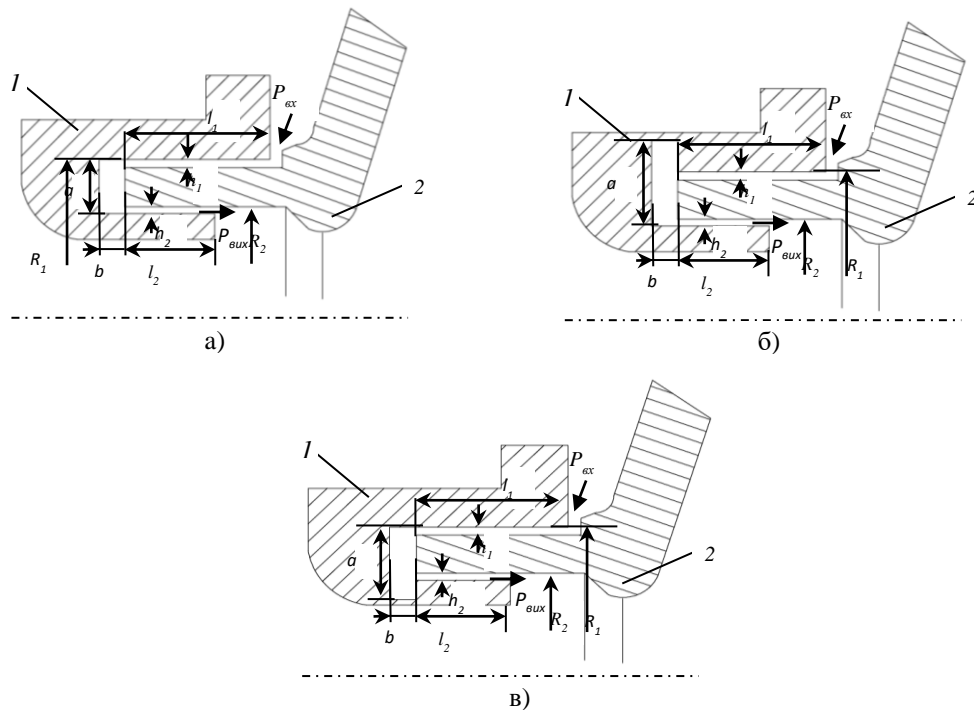


Рисунок 4.3 – Схема двохшпаринного ущільнення:

I варіант – базова конструкція (а), II варіант – конструкція з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу (б), III варіант – конструкція з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпусу (в)

1 - корпус, 2 - вал, $l_{1,2}$ – довжини першої та другої шпарин, $R_{1,2}$ – зовнішні радіуси першої та другої шпарин, $P_{ex, вих}$ – тиски на вході та виході, $h_{1,2}$ – радіальні зазори в першій та другій шпаринах, a – розмір камери в радіальному напрямку, b – розмір камери в осьовому напрямку

4.1.2 Аналіз результатів розрахункових досліджень двохшпаринного ущільнення з не обертовим валом

В результаті числових розрахунків були отримані значення витоків та сумарних гідростатичних сил в двохшпаринному ущільненні.

Як відомо, гідростатичною є сила, яка не залежить від руху стінок каналів, а визначається перепадом тиску, радіальними зміщеннями валу та геометричними параметрами ущільнення. Така сила створюється тиском напірної течії та істотно впливає на згинальну жорсткість валу. Тому вона має першорядне значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання

валу. Оскільки при аналізі результатів з'ясовано, що лише при дуже малих камерах не значно підвищується центруюча сила на другій шпарині, то розгляд радіальних гідростатичних сил в залежності від осьових розмірів з'єднувальної камери в роботі не наводиться. Основний вплив геометрії камери відбувається на першу шпарину. У зв'язку з тим, що для більшості ущільнень вал обертається навколо осі ущільнення при малому відносному ексцентриситеті, як правило, менше 0,5. Тому радіальне зміщення осі валу відносно осі корпусу при розрахунках знаходиться в зазначених межах.

На рисунку 4.4 а-в показані графіки змінення радіальної гідростатичної сили на першій шпарині F_l в залежності від осьового розміру b з'єднувальної камери в діапазоні ущільнювальних тисків від 1 до 4 МПа при двох значеннях ексцентриситету валу $e=0,04, 0,08$ мм для трьох варіантів конструкцій двохшпаринних ущільнень. При цьому гідростатична сила, яка має позитивне значення є центруючою, а сила, що має негативне значення є децентруючою (див. рис. 4.1, схема радіального зміщення валу відносно корпусу). Так для базової конструкції (рис. 4.4 а) змінення напрямлення сили з децентруючої на центруючу відбувається в діапазоні осьових розмірів камери 4,3-5 мм (при ексцентриситеті $e=0,04$ мм) і 5,9-7,8 мм (при ексцентриситеті $e=0,08$ мм) при різних ущільнювальних тисках. При чому, при більших ущільнювальних тисках спостерігається більша абсолютна величина як децентруючою, так і центруючої гідростатичної сил в зазорі. При збільшенні у двічі радіального зміщення валу приблизно удвічі збільшується величина радіальної гідростатичної сили. Спостерігається нелінійний більш різкий ріст величини центруючої гідростатичної сили в залежності від осьового розміру камери в порівнянні з двома іншими конструкціями. Однак при тих же осьових розмірах камери абсолютна величина радіальної гідростатичної сили приблизно в два рази менше ніж в конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу (рис. 4.3 б).

Для варіанта 2 конструкції (рис. 4.4 б) спостерігається більш різкий ріст величини гідростатичної сили поблизу ділянки де відбувається змінення знаку

сили та більш повільне збільшення величини гідростатичної сили при збільшенні осьового розміру камери на іншій частині графіку. Змінення напрямлення гідростатичної сили відбувається при значно менших осьових розмірах камери в діапазоні приблизно 1,6-1,8 мм (при ексцентриситеті $e=0,04$ мм) і 1,8 мм (при ексцентриситеті $e=0,08$ мм). При збільшенні радіального розміру камери від 12 мм до 17 мм (збільшенні радіальної проточки на зовнішньому радіусі корпусу від 5 до 10 мм) і ще збільшується величина центруючої гідростатичної сили відразу після зміни знаку сили, а змінення напрямлення гідростатичної сили відбувається при менших осьових розмірах камери – 1-1,3 мм. При цьому також зменшується абсолютна величина децентруючої гідростатичної сили.

Варіант 3 конструкції (рис. 4.4 в) має схожу на попередню конструкцію форму залежності гідростатичної сили від осьового розміру камери, але величини гідростатичної сили більш ніж на 30 % менші при тих же осьовому і радіальному розмірах камери (радіальна проточка на внутрішньому радіусі 5 і 10 мм). Величина гідростатичної сили більша ніж в варіанті 1 конструкції особливо при менших осьових розмірах камери. Змінення напрямлення сили відбувається при осьових розмірах камери приблизно 1,8-2 мм (при радіальній проточці 5 мм) і 0,7-1,2 мм (при радіальній проточці 10 мм).

На рисунку 4.5 а-в показаний розподіл гідростатичного тиску по довжині двохшпаринного ущільнення для трьох варіантів конструкцій і двох граничних значень осьового розміру з'єднувальної камери при більшому ексцентриситеті $e=0.08$ мм. При мінімальному значенні осьового розміру камери (графіки на лівій стороні сторінки) у всіх випадках радіальна гідростатична сила на першій шпарині F_1 є децентруючою, на другій шпарині F_2 - центруючою. Сумарна гідростатична сила $F=F_1+F_2$ також децентруюча. При максимальному осьовому розмірі камери (графіки на правій стороні сторінки) обидві гідростатичні сили є центруючими, та відповідно сумарна гідростатична сила також центруюча.

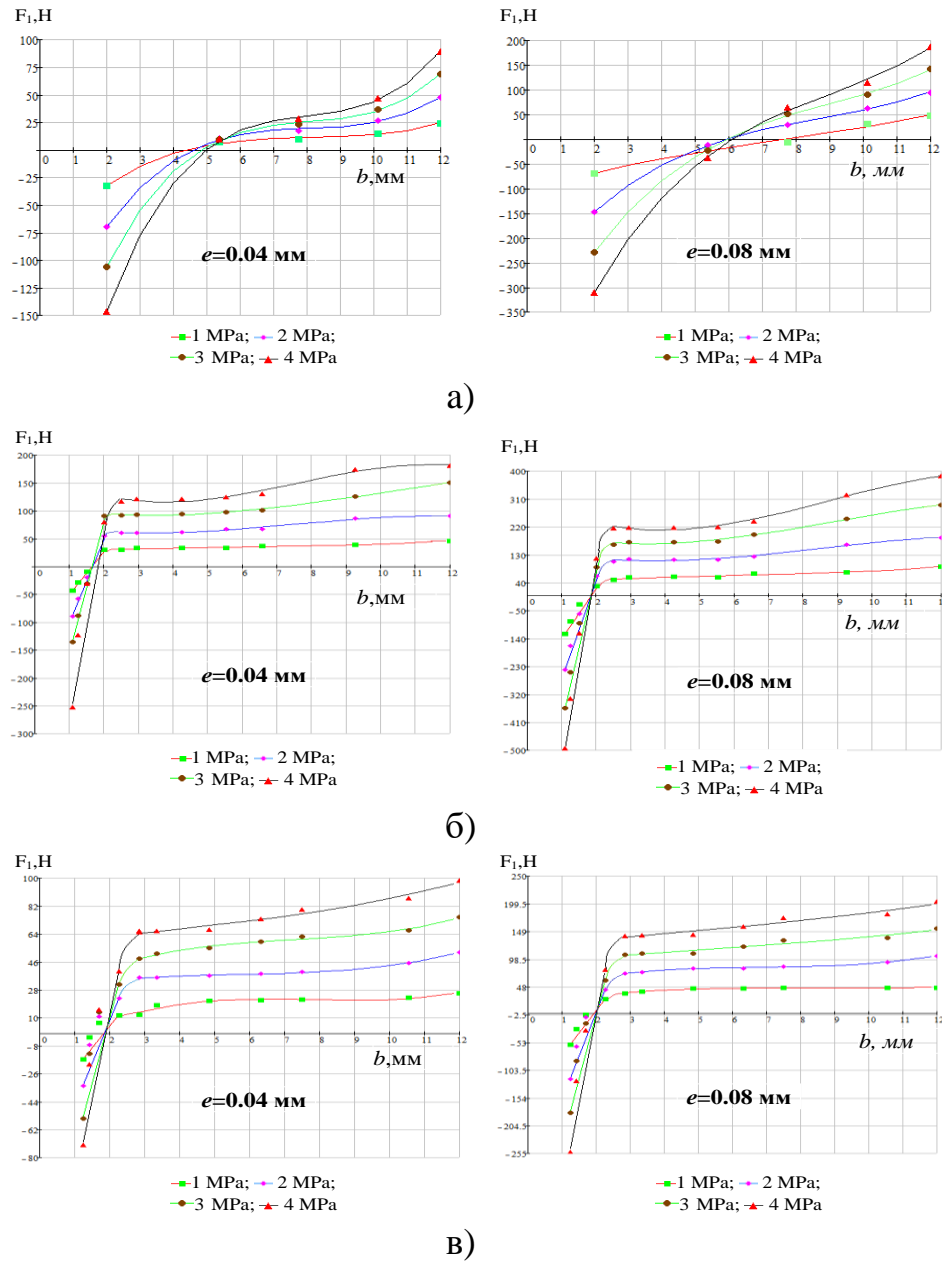


Рисунок 4.4 – Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осьового розміру камери b : I варіант конструкції, радіальний розмір камери $a=7$ мм (а); II варіант конструкції, радіальний розмір камери $a=12$ мм (б); III варіант конструкції, радіальний розмір камери $a=12$ мм (в)

Позитивний у всіх випадках знак гідростатичної сили на другій шпарині пояснюється негативним ексцентриситетом, відсутністю наступної шпарини та тим, що вихід шпарини пов'язаний з атмосферою.

Сили на першій та другій шпаринах визначаються за формулою

$$F_{1,2} = R_{1,2} * \int_0^l \int_0^{2\pi} p * \cos \theta \, d\theta \, dz,$$

де p – гідростатичний тиск, θ - кут повороту, z – вісь обертання (вісь корпусу).

Відомо, що в загальному вигляді падіння тиску в шпаринному ущільненні можна представити з трьох окремих частин, таких як місцеві втрати на вході, втрати на тертя по довжині ущільнення та падіння або відновлення тиску на виході [8,12].

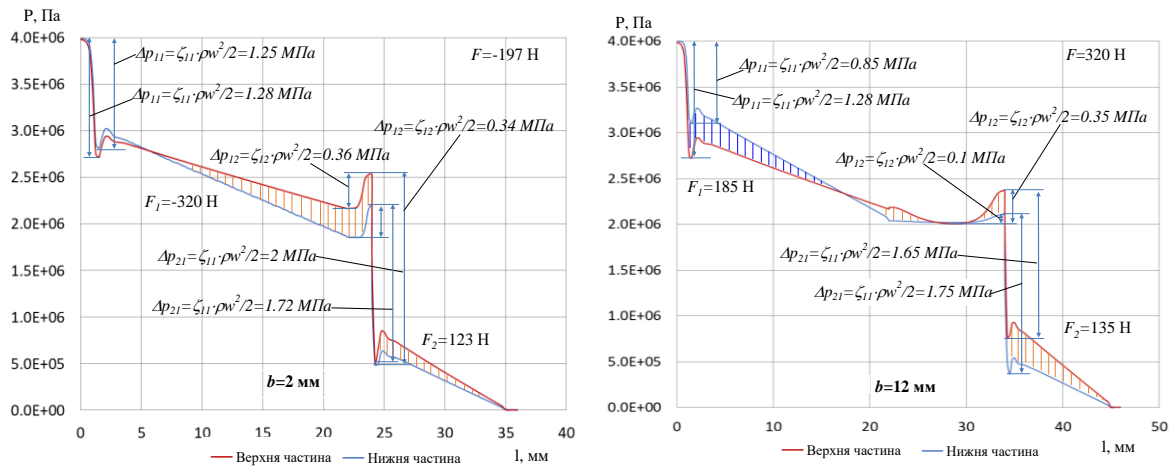
Сумарне падіння тиску в ущільненні може бути розраховане за формулою

$$\Delta p = (\zeta_{11} + \zeta_{12} + \lambda l / 2H) \rho w^2 / 2,$$

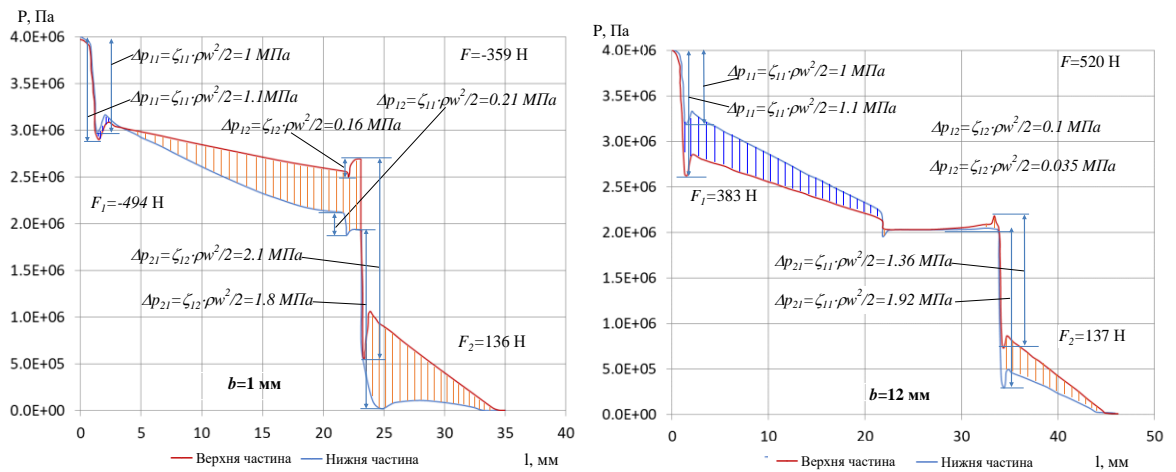
де ζ_{11} – коефіцієнт вхідних втрат, ζ_{12} – коефіцієнт втрат на виході, λ - коефіцієнт опору тертя, l – довжина ущільнення, H – радіальний зазор в шпаринному ущільненні, ρ - густина рідини, w – осьова швидкість.

Для турбулентного режиму течії коефіцієнти місцевих втрат на вході і на виході зі шпарини приймаються постійними, що залежать тільки від форми вхідних і вихідних кромek, тобто їх обтічності.

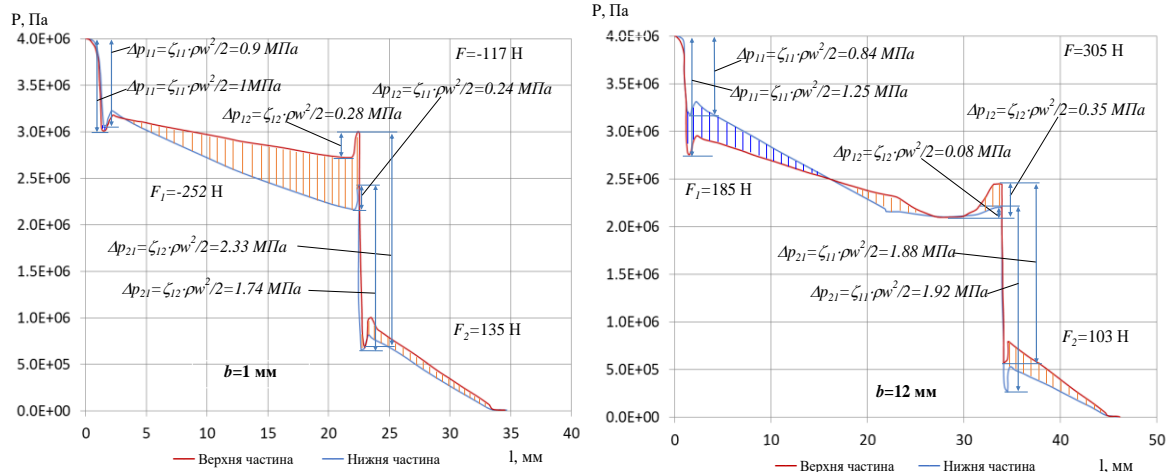
З представлених графіків для базової конструкції ущільнення (рис. 4.5 а) видно, що змінення напрямку гідростатичної сили при максимальному осьовому розмірі камери з децентруючої на центруючу відбувається за рахунок зменшення падіння тиску на вході в нижню частину першої шпарини з меншим радіальним зазором, падіння тиску по довжині першої шпарини практично не змінюється.



а)



б)



в)

Рисунок 4.5 – Розподіл гідростатичного тиску в двохшаринному ущільненні:

I варіант конструкції, $a=7$ мм (а); II варіант конструкції, $a=12$ мм (б);

III варіант конструкції, $a=12$ мм (в)

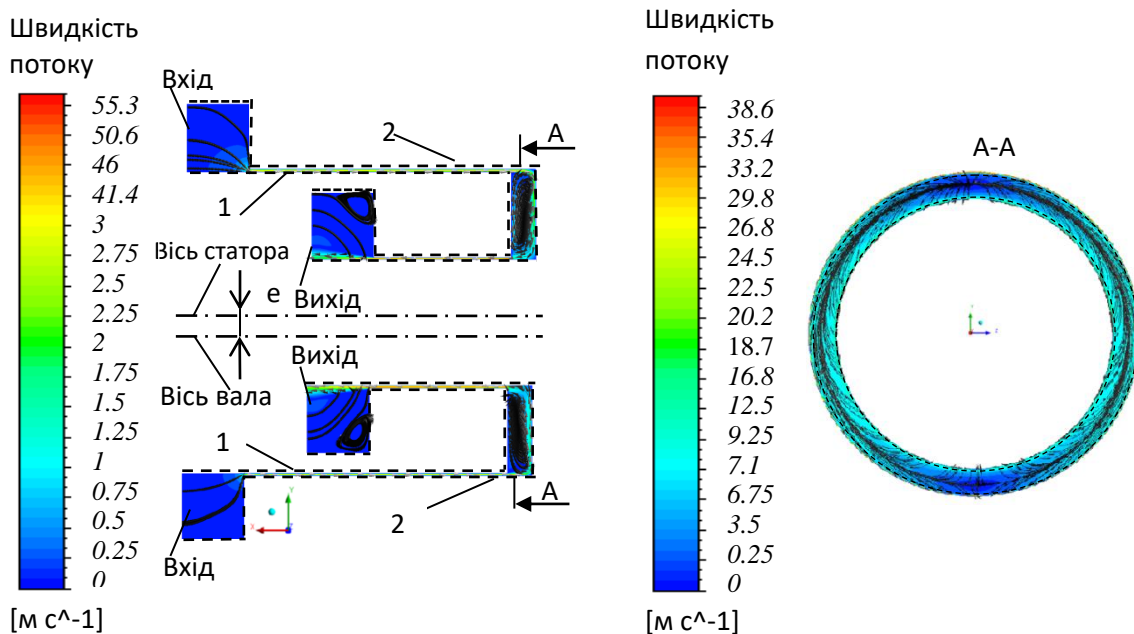
При мінімальному осьовому розмірі камери присутнє відновлення тиску на виході, як в нижній, так і верхній частині першої шпарини за рахунок падіння швидкості і відновлення потенційної енергії потоку. Верхня і нижня частини першої шпарини відрізняються втратами тиску по довжині. Так, при меншому радіальному зазорі більше падіння тиску по довжині. Збільшення осьового розміру камери фактично не впливає на відновлення тиску на виході в верхній частині першої шпарини, але значно зменшує відновлення тиску на виході нижньої частини першої шпарини. При зміні осьового розміру камери дещо збільшується радіальна гідростатична сила на другій шпарині, за рахунок збільшення різниці між розподілами тиску у верхній і нижній частинах другої шпарини (заштрихована область). Так, у верхній частині шпарини втрати на вході зменшуються, а в нижній частині шпарини збільшуються. Середній тиск у з'єднувальній камері дещо зменшується. Згідно з формулами для місцевих втрат, можна зробити висновок, що збільшення осьового розміру камери призводить до зменшення осьової швидкості в нижній частині першої шпарини з меншим радіальним зазором, як на вході, так і на виході. А також зменшенню осьової швидкості у верхній частині (з меншим радіальним зазором) і збільшенню осьової швидкості у нижній частині (з більшим радіальним зазором) другої шпарини.

Для варіанту 2 конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу при мінімальному осьовому розмірі з'єднувальної камери втрати на вході у нижній та верхніх частинах першої шпарини фактично однакові, децентруюча гідростатична сила виникає за рахунок більш значного падіння тиску по довжині у нижній частині з мінімальним радіальним зазором (рис. 4.5 б). У верхній частині шпарини на виході відбувається відновлення тиску, а у нижній частині навпаки падіння тиску. При збільшенні осьового розміру камери одночасно зменшується падіння тиску на вході у нижній частині та збільшується падіння тиску на вході у верхній частині першої шпарини. За рахунок цього, збільшується різниця (заштрихована область) між розподілами тиску у нижній та верхній частинах першої шпарини при

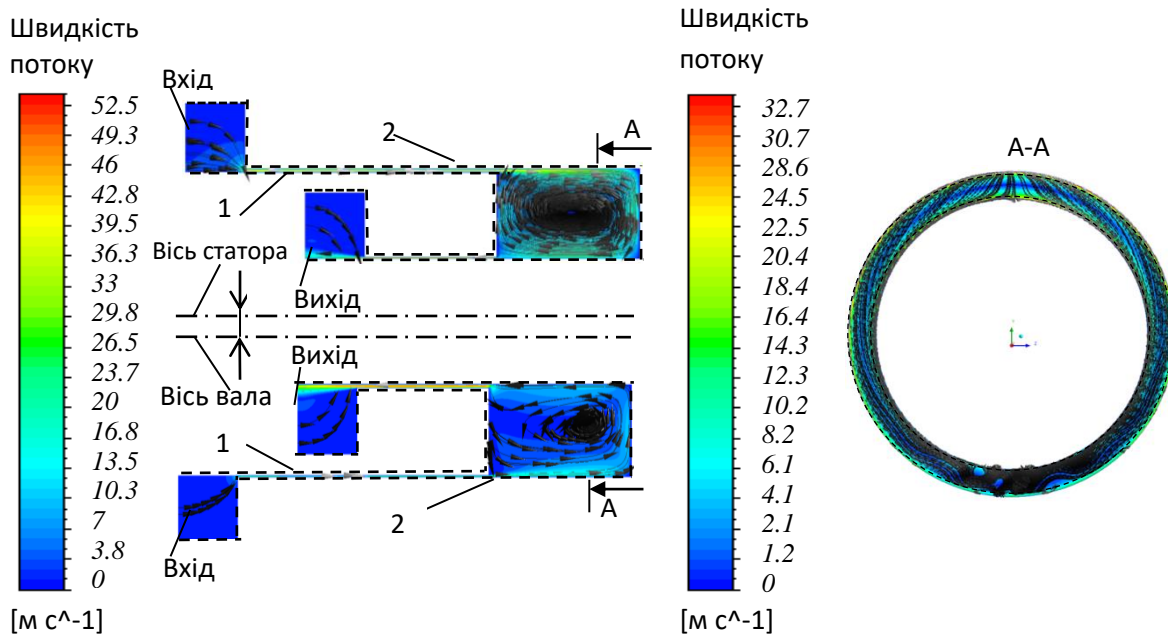
більшому тиску на вході у першу, ніж у другу шпарину. При чому, гідростатична центруюча сила збільшується до 520 Н. Падіння на вході у верхній та нижній частинах другої шпарини зменшуються. На виході з першої шпарини спостерігається падіння тиску та середній тиск у камері також наглядно зменшується. Тому, осьові швидкості у частинах ущільнення з меншим зазором зменшуються, а з більшим зазором збільшуються, але тільки для першої шпарини. При збільшенні радіальних розмірів проточки з 5 до 10 мм вже при мінімальному осьовому розмірі камери починає змінюватись різниця між розподілами гідростатичного тиску на вході в першу шпарину і відбувається зменшення величини децентруючої сили.

Для варіанту 3 конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпусу (рис. 4.5 в) змінення розподілу тиску у двохшпаринному ущільненні відбувається подібно до базової конструкції. Але різниця у тому, що на вході у першу шпарину спостерігається менше падіння та невелика різниця між гідростатичними тисками навіть при малому осьовому розмірі з'єднувальної камери. Збільшення центруючої гідростатичної сили, як і в варіанті 2 конструкції, відбувається також через збільшення втрат тиску на вході і відповідно збільшення осьової швидкості в верхній частині, а також зменшення втрат і осьової швидкості в нижній частині першої шпарини. Осьові швидкості в верхній і нижній частині другої шпарини збільшуються. Падіння тиску по довжині у верхній і нижній частинах першої шпарини дещо збільшуються. Сумарна гідростатична сила на відміну від 1 і 2 варіантів конструкцій зменшується. Збільшення радіального розміру проточки збільшує сумарну гідростатичну силу.

На рисунках 4.6-4.8 наведені поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах трьох варіантів конструкцій камери двохшпаринного ущільнення при ексцентриситеті валу і корпусу $e=0.08$ мм для мінімального і максимального осьових розмірів камери.



а)



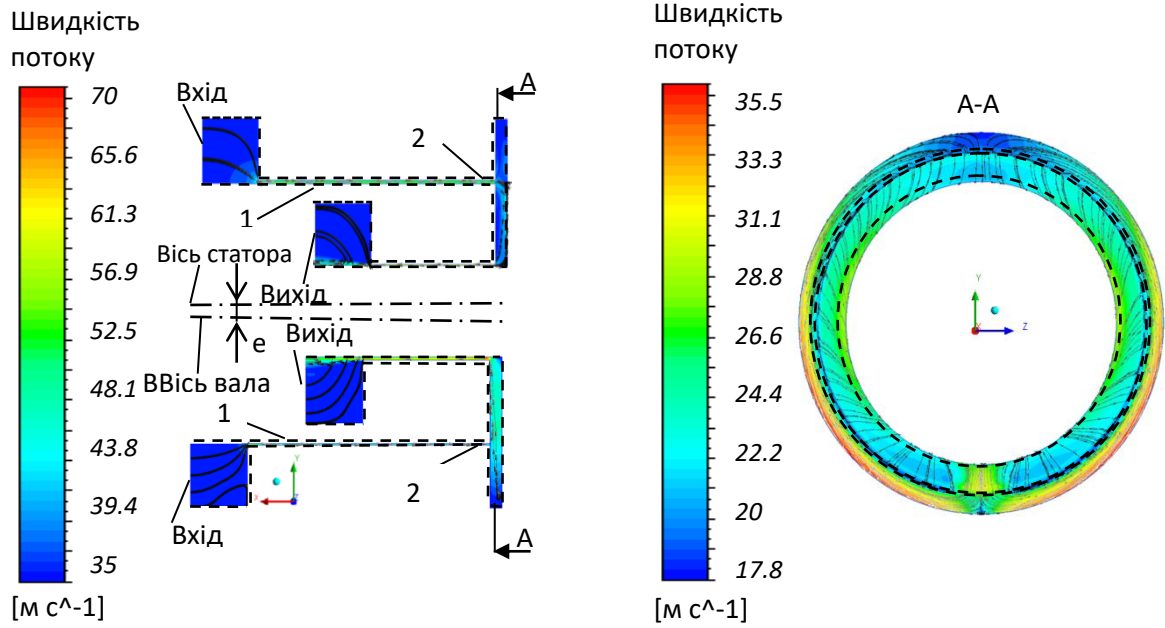
б)

Рисунок 4.6 – Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах I варіанту конструкції камери двохшаринного ущільнення:

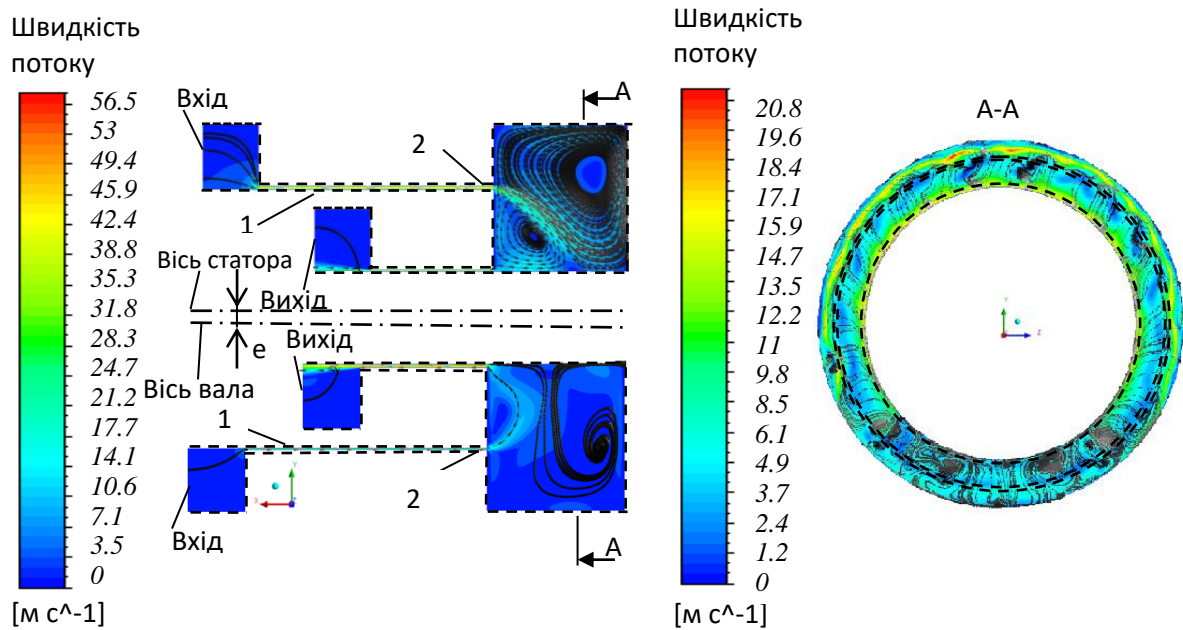
$a=7$ мм, $b=2$ мм (а);

$a=7$ мм, $b=12$ мм (б)

1- стінка валу, 2 – стінка корпусу



а)



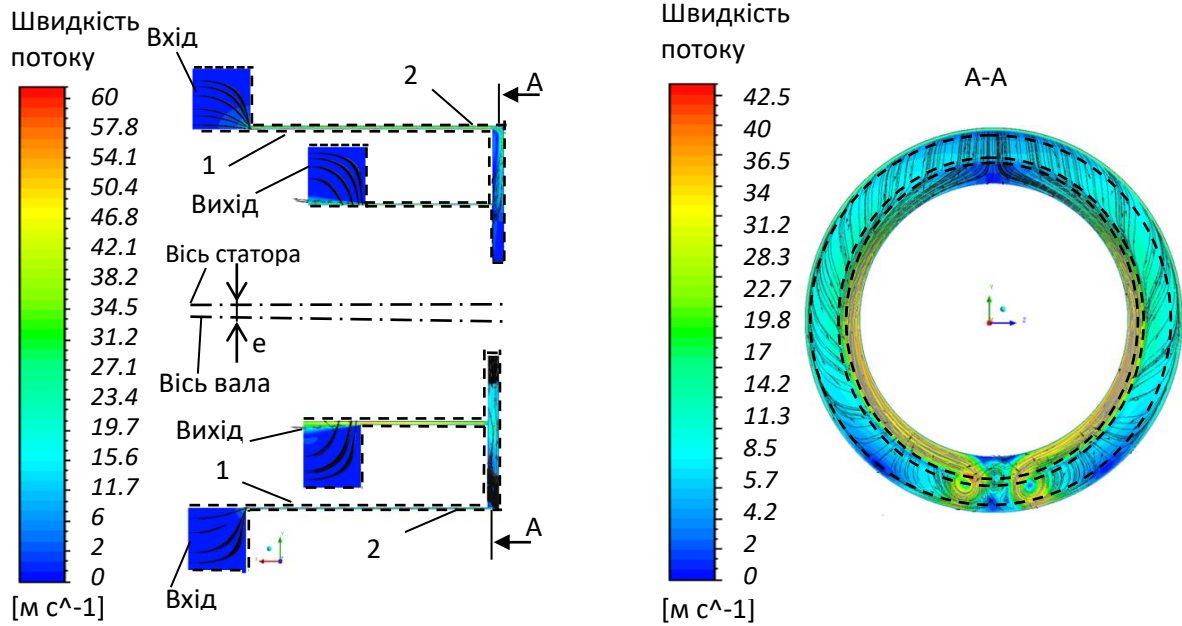
б)

Рисунок 4.7 – Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах II варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення:

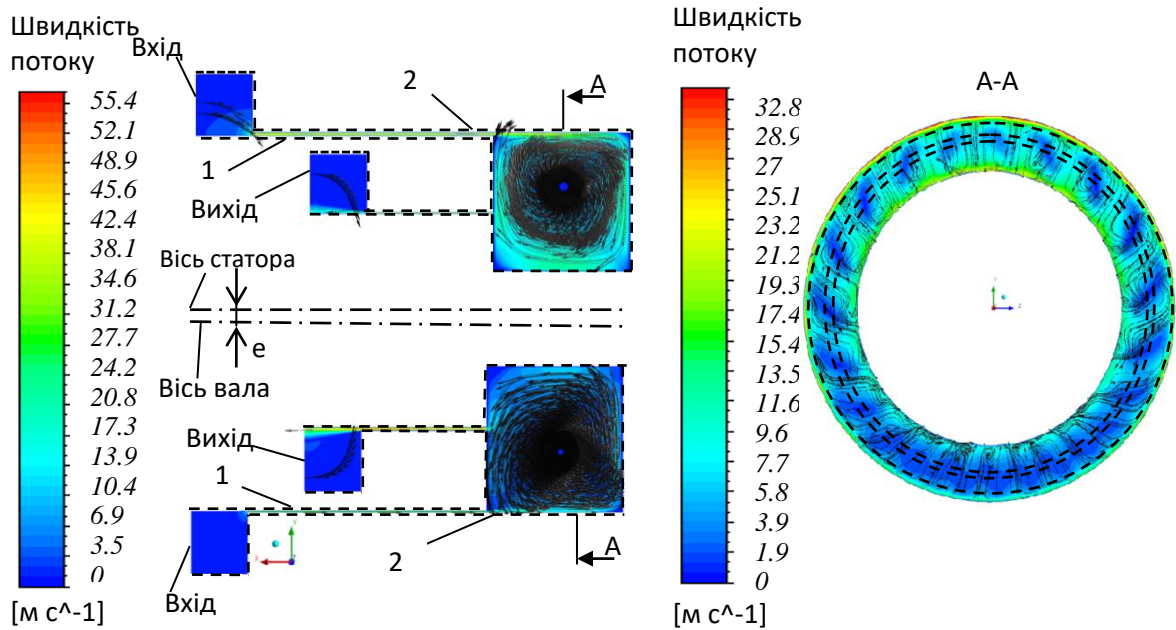
$a=12$ мм, $b=2$ мм (а);

$a=12$ мм, $b=12$ мм (б)

1- стінка валу, 2 – стінка корпусу



а)



б)

Рисунок 4.8 – Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах III варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення:

$a=12$ мм, $b=1$ мм (а);

$a=12$ мм, $b=12$ мм (б)

1- стінка валу, 2 – стінка корпусу

Так для базової конструкції (рис. 4.6 а,б) при мінімальному осьовому розмірі камери потік після виходу з першої шпарини має завихрення практично однакової інтенсивності в верхній і нижній частинах повздовжнього перетину камери відносно осі корпусу. Течія в поперечному перетині камери має потік направлений як від першої шпарини до другої, так і перетікання рідини в обидві боки в окружному напрямленні з верхньої частини камери в нижню. При осьовому збільшенні камери збільшується інтенсивність завихрення в повздовжньому перетині верхньої частини камери і окружне перетікання в обидві боки в нижню частину камери. При чому, інтенсивність завихрення в нижній частині камери в повздовжньому перетині зменшується, а в поперечному перетині збільшується. Відбувається гальмування або стиснення потоку. Більша частина потоку рідини через ущільнення перетікає з верхньої частини камери в нижню і витікає назовні через нижню частину другої шпарини з більшим радіальним зазором. Тому в нижній частині першої шпарини і в верхній частині другої шпарини зменшується, в нижній частині другої шпарини збільшується осьова швидкість потоку.

В конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі (рис. 4.7 а,б) при збільшенні осьового розміру камери в верхній частині в повздовжньому перетині відбувається підвищення інтенсивності і розділення потоку на два незалежні вихори, що призводить до збільшення осьової швидкості в верхній частині першої шпарини, а за рахунок зменшення інтенсивності вихроутворення в нижній частині камери в повздовжньому перетині, зменшується осьова швидкість в нижній частині першої шпарини. Однак також зменшуються окружні перетікання рідини.

В конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі (рис. 4.8 а,б) картина потоку в повздовжньому перетині подібна до потоку базової конструкції, але за рахунок збільшення об'єму з'єднувальної камери збільшується осьова швидкість в верхній частині першої шпарини, і зменшується осьова швидкість в нижній частині першої шпарини. Також

збільшується осьова швидкість в другій шпарині. При цьому при збільшенні осьового розміру камери відсутні окружні перетікання рідини.

На рис. 4.9 показаний розподіл гідростатичного тиску по довжині двохшпаринного ущільнення базової конструкції при тисках ущільнювального середовища - 1,2,3,4 МПа для мінімального і максимального осьових розмірів з'єднувальної камери. Зі зменшенням вхідного тиску, пропорційно зменшуються втрати на тертя і гідростатичні сили в двохшпаринному ущільненні.

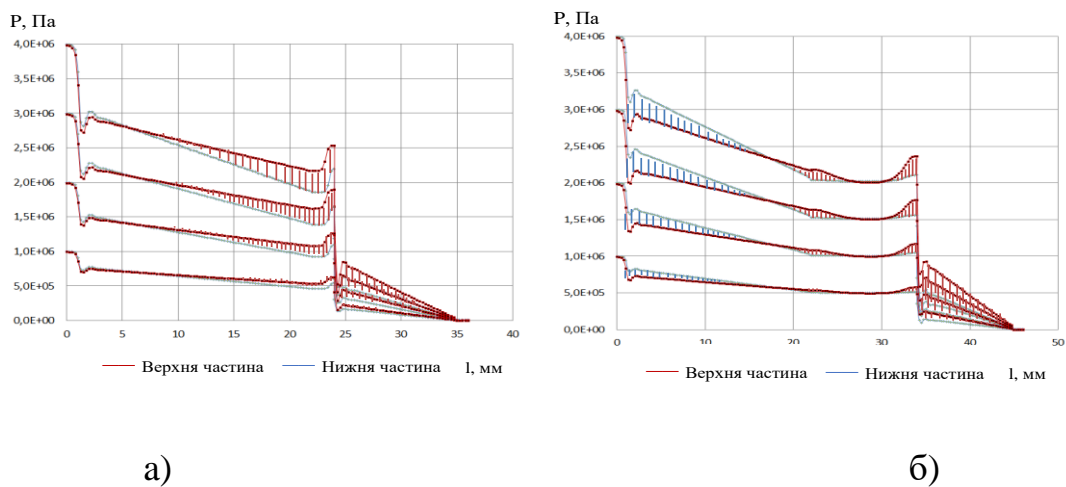


Рисунок 4.9 – Розподіл гідростатичного тиску в двохшпаринному ущільненні І варіанту конструкції камери при різних значеннях вхідного тиску ($a=7$ мм, $e=0,08$ мм): $b=2$ мм (а), $b=12$ мм (б)

Порівняння конструкцій (рис. 4.10) при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективною є варіант 2 конструкції, яка має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення напрямлення сили відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для другого і третього варіантів конструкцій достатньо осьового розміру $b=2-3$ мм, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Змінення гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери.

При чому видно, що при одному фіксованому об'ємі величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною.

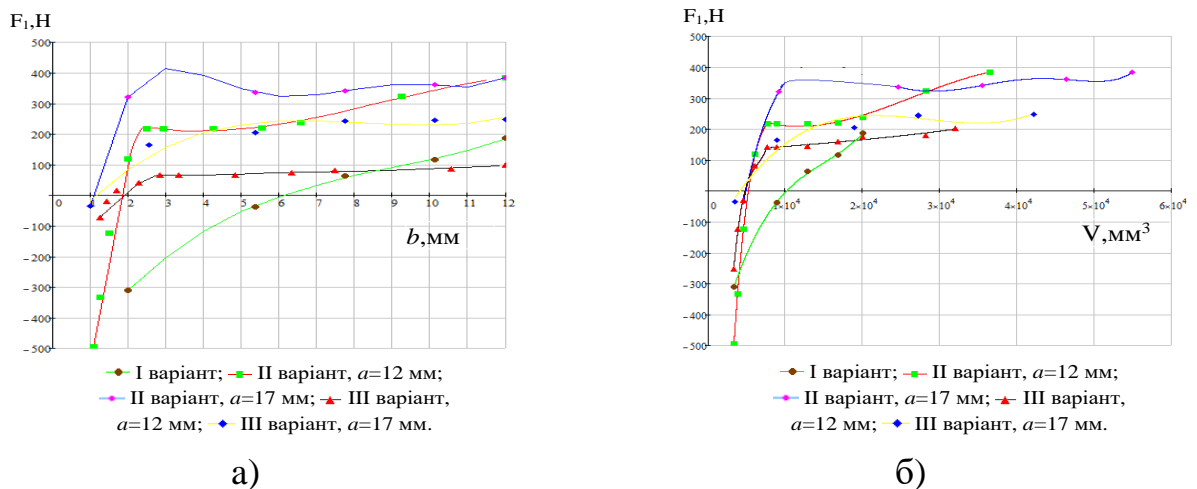


Рисунок 4.10 – Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осьового розміру (а) та об'єму камери (б) для різних варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення ($e=0,08$ мм, вхідний тиск – 4 МПа)

Величина витоків в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери (Табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Величина витоків в різних варіантах конструкцій камери двохшпаринного ущільнення

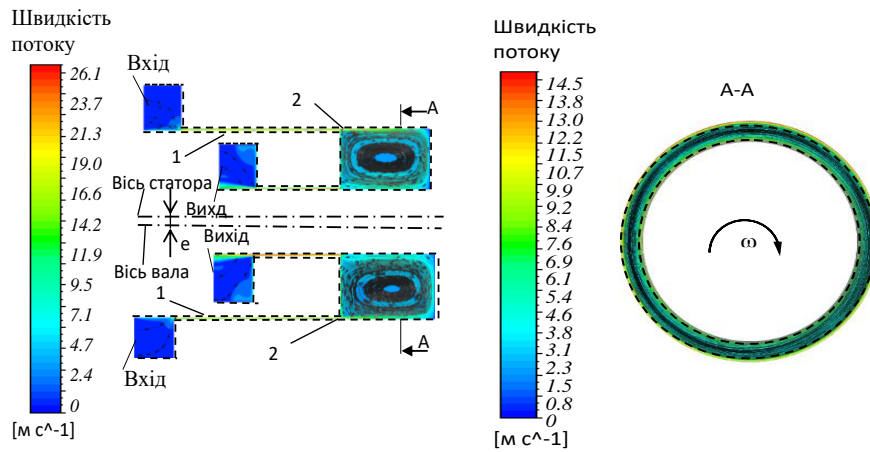
Конструкція	Вхідний тиск (МПа)	a (мм)	b (мм)	e (мм)	Q (м ³ /с)
I варіант	4	7	1	0,08	1,79
I варіант	4	7	2	0,08	1,86
I варіант	4	7	12	0,08	1,86
II варіант	4	12	1	0,08	1,77
II варіант	4	12	2	0,08	1,86
II-варіант	4	12	12	0,08	1,85
II варіант	4	17	1	0,08	1,85
II варіант	4	17	2	0,08	1,88
II варіант	4	17	12	0,08	1,84
III варіант	4	12	1	0,08	1,77
III варіант	4	12	2	0,08	1,82
III варіант	4	12	12	0,08	1,8
III варіант	4	17	1	0,08	1,74
III варіант	4	17	2	0,08	1,78
III варіант	4	17	12	0,08	1,79

4.2 Числове визначення динамічних силових факторів та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування двохшпаринних ущільнень

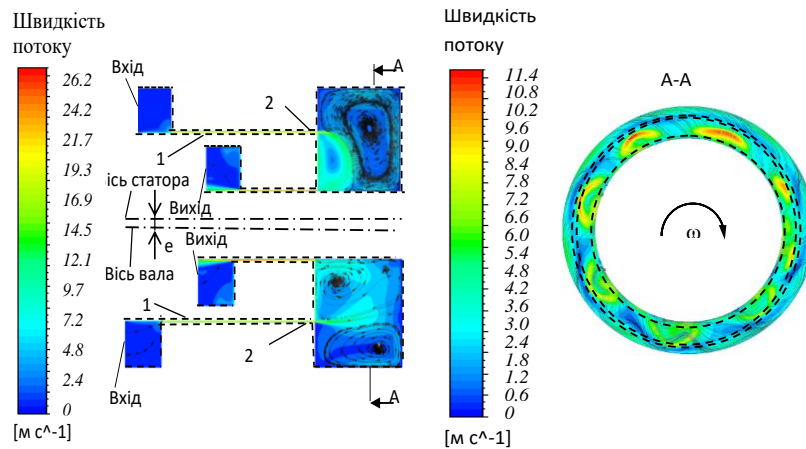
Для приведених в розділі 4.1 конструкцій при максимальних осьових розмірах камер ($b=12$ мм) були розглянуті їх динамічні коефіцієнти гідродинамічних сил. За методикою розрахунку, приведеною в п. 3.3.2, були визначені коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

Аналіз полей швидкості і ліній току для трьох варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення (рис. 4.11 а-в) показує, що потік в першій і третій конструкціях ущільнення має дуже схожу структуру як в осьовому, так і окружному напрямлені. Тільки в другій конструкції присутнє розділення потоку в камері в осьовому напрямку, та поряд з окружною течією присутня радіальна течія в центральному поперечному перетині камери. Для трьох варіантів конструкції ущільнень радіальна сила є центруючою, а тангенціальна сила – стабілізуючою (рис. 4.12 а-в). Друга конструкція має дещо більшу радіальну, а третя конструкція дещо більшу тангенціальну силу.

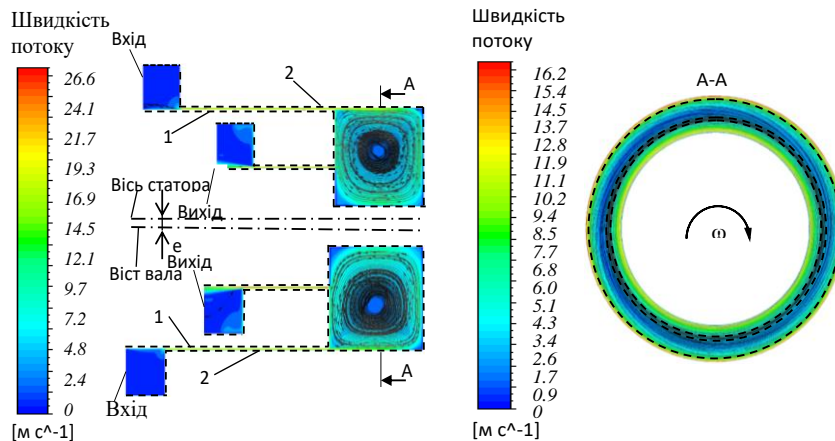
У таблицях 4.3, 4.4 та 4.5 наведені значення динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування і приєднаної маси, а на графіках 4.13-4.15 - рівняння регресії для їх ідентифікації для трьох конструкцій двохшпаринних ущільнень. З аналізу коефіцієнтів жорсткості та демпфірування можна зробити висновок, що всі конструкції мають динамічну стійкість, та найбільш перспективним є другий варіант конструкції, який має найбільші значення прямої жорсткості та демпфірування (табл. 4.4). Як і конструкції трьохшпаринних ущільнень зі збільшеними з'єднувальними камерами, розглянуті конструкції двохшпаринних ущільнень також мають негативну перехресну жорсткість. Порівняння розподілу гідростатичного тиску по довжині (рис. 4.16 а-в) для трьох варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення показує досить мало помітну різницю в значеннях гідростатичних сил, що пов'язано з динамічним моделюванням при досить незначному ексцентриситеті – 10 % від радіального зазору.



а)



б)



в)

Рисунок 4.11 – Поля швидкостей та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах: I варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення ($a=7$ мм, $b=12$ мм) (а), II варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення ($a=12$ мм, $b=12$ мм) (б), III варіанту конструкції камери двохшпаринного ущільнення ($a=12$ мм, $b=12$ мм) (в)

1- стінка вала, 2 – стінка корпусу

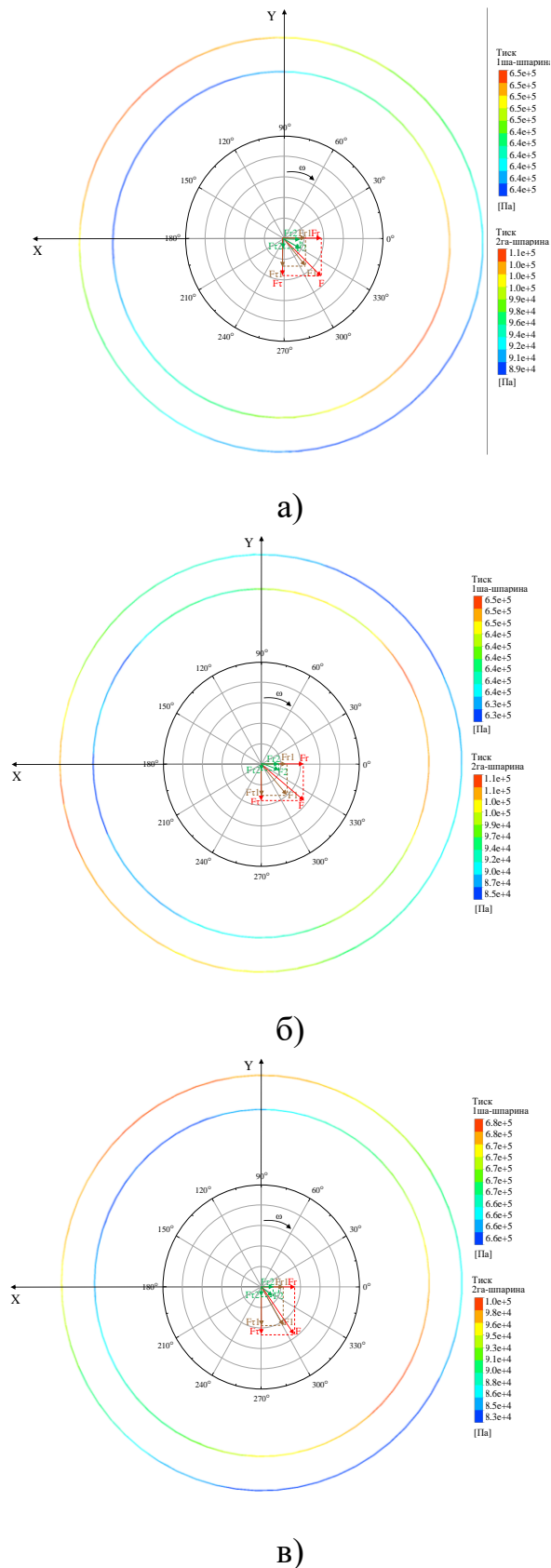
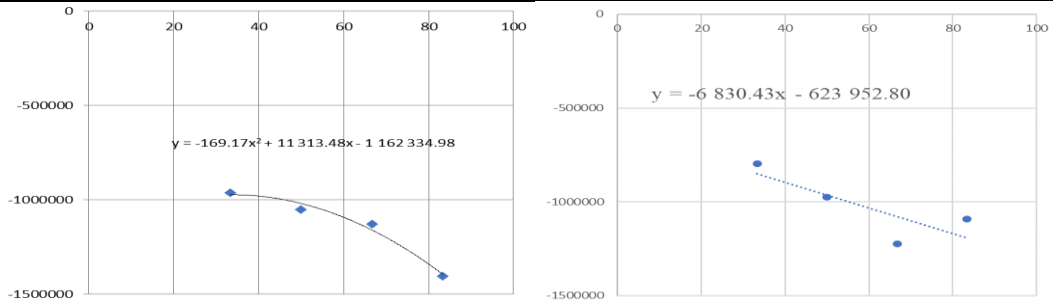


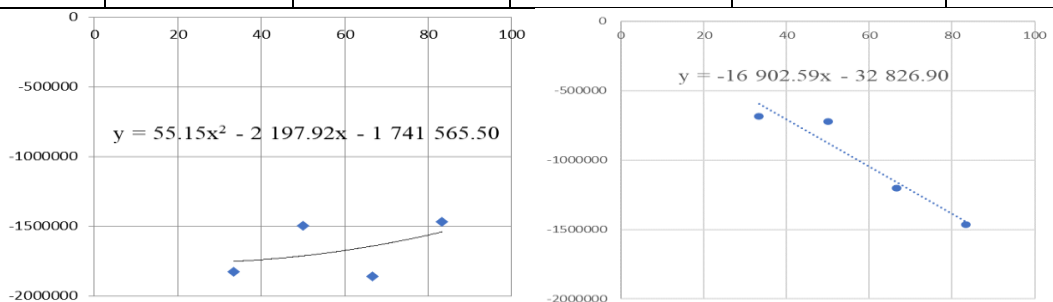
Рисунок 4.12 - Розподіл тиску в серединній площині ущільнення та вклад сил кожної шпарини: для I-варіанту конструкції при $a=12$ мм, тиск 10 атм (а), для II-варіанту конструкції при $a=12$ мм, тиск 10 атм (б), для III-варіанту конструкції при $a=12$ мм, тиск 10 атм (в)

Таблиця 4.3 – Динамічні коефіцієнти I-варіанту при $a=12$ мм

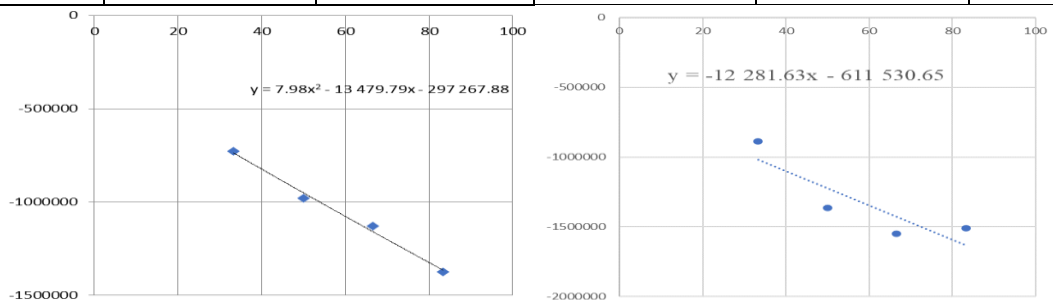
	M	c	K	C	k
Сумарно	-13	-11313.5	1162334.98	6830.43	-623953
I-шпарина		-11859.5	751958	4065.78	-509212
II-шпарина		546	410376.98	2764.65	-114741

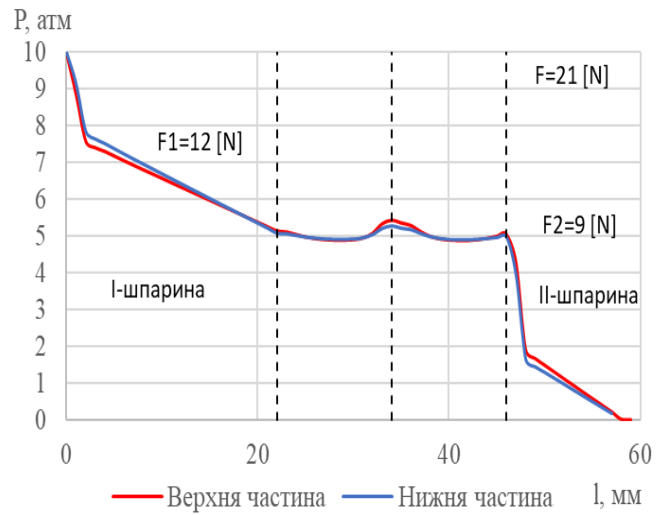
Рисунок 4.13 – Залежності радіальних та окружних сил від відносної частоти прецесії для I-варіанту при $a=12$ ммТаблиця 4.4 – Динамічні коефіцієнти II-варіанту при $a=12$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	7.4263305	2197.92	1741565.5	16902.59	-32826.9
I-шпарина		-7528.76	1321531.75	10433.61	-142866.5
II-шпарина		9726.67	420033.75	6468.98	110039.6

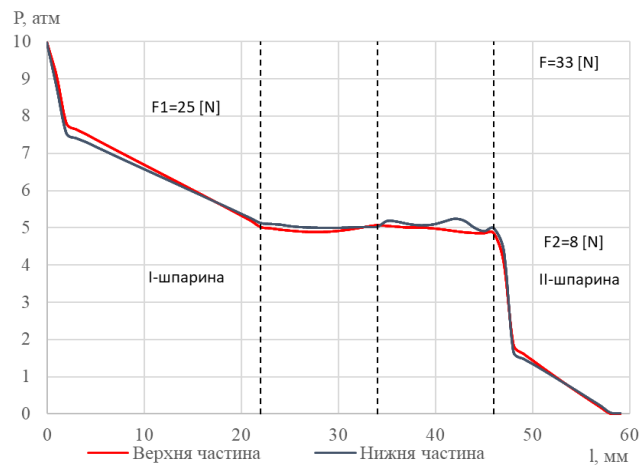
Рисунок 4.14 – Залежності радіальних та окружних сил від відносної частоти прецесії для II-варіанту при $a=12$ ммТаблиця 4.5 – Динамічні коефіцієнти III-варіанту при $a=12$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	2,82	13479.8	297267.88	12281.6	-611531
I-шпарина		18422.4	-147365.95	7459.74	-609543.5
II-шпарина		-4942.64	444633.83	4821.89	-1987.15

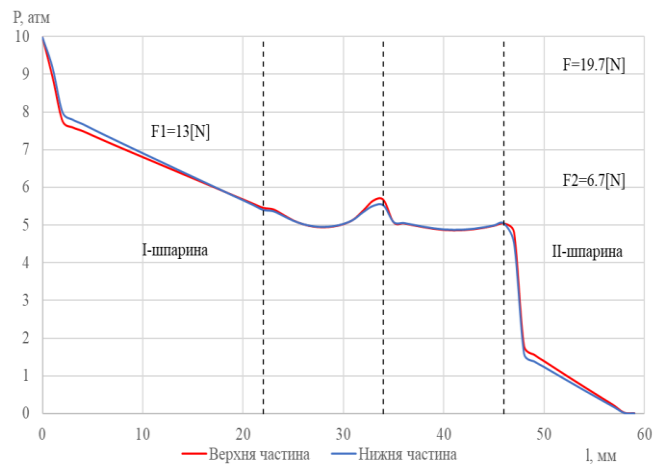
Рисунок 4.15 – Залежності радіальних та окружних сил від відносної частоти прецесії для III-варіанту при $a=12$ мм



а)



б)



в)

Рисунок 4.16 – Розподіл гідростатичного тиску в двохшпаринному ущільненні: I варіант конструкції при $a=12$ мм (а), II варіант конструкції при $a=12$ мм (б), III варіант конструкції при $a=12$ мм (в)

4.3 Висновки

Числові розрахунки турбулентної течії нестисливої рідини в двохшпаринному ущільненні без обертання валу з радіальним зміщенням осі валу відносно осі корпусу для ущільнювального тиску 1-4 МПа підтвердили, що одним із елементів двохшпаринного ущільнення, який суттєво впливає на направлення та величину радіальної гідростатичної сили в зазорі, є камера, що з'єднує шпарини. У разі якщо гідростатична сила є децентруючою, це може призвести до втрати статичної і динамічної стійкості та виникненню радіальних автоколивань валу.

Отримані значення гідростатичної сили у зазорі двохшпаринного ущільнення в залежності від геометрії, осьового та радіального розмірів з'єднувальної камери показали, що при осьових розмірах камери менше $a=1-2$ мм для 2 і 3 варіантів конструкції та $a=5-6$ мм для базового варіанту конструкції, гідростатична сила є децентруючою, тобто середня гідростатична сила в верхній частині першої шпарини з більшим зазором більша ніж середня гідростатична сила в нижній частині першої шпарини з меншим зазором. При цьому, результуюча гідростатична сила діє в сторону протилежну радіальному зміщенню валу. Місцеві втрати тиску на вході верхньої та нижньої частин першої шпарини мають фактично однакову величину, а втрати тертя по довжині більше в нижній частині першої шпарини з меншим зазором. На виході з першої шпарини відбувається відновлення або падіння тиску в обох частинах шпарини. Гідростатичний тиск в верхній частині з'єднувальної камери більше ніж в нижній частині, а згідно з рівнянням Бернуллі, швидкість навпаки. Зі збільшенням розмірів з'єднувальної камери інтенсивність вихрової течії в верхній і нижній частинах камери змінюється, збільшуються перетікання рідини в окружному напрямку від верхньої частини камери до нижньої в сторону більшого зазору в нижній частині другої шпарини. В верхній частині камери зменшується гідростатичний тиск і відповідно збільшується швидкість, а в нижній частині камери навпаки. Відбувається змінення направлення

радіальної гідростатичної сили з децентруючою на центруючу. При цьому, гідростатична сила на другій шпарині у всіх випадках є центруючою, що пов'язано з відсутністю наступної шпарини та постійним атмосферним тиском на виході з другої шпарини. Іншими словами, більш коротко пояснити причину змінення напрямлення радіальної гідростатичної сили в двохшпаринному ущільненні можна наступним чином. При збільшенні розмірів з'єднувальної камери згідно з рівнянням Бернуллі відбувається перерозподіл тиску і швидкості по окружності камери, що викликає змінення величини осьової швидкості в зазорах ущільнення, а це в першу чергу впливає на місцеві втрати на вході як першої, так і другої шпарин, і в підсумку призводить до збільшення середньої гідростатичної сили в частині ущільнення з меншим зазором по відношенню до середньої гідростатичної сили в частині ущільнення з більшим зазором, тобто до відновлення ефекту Ломакіна - самоцентрування валу в шпаринному ущільненні.

Порівняння трьох варіантів конструкцій при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективним є варіант 2 конструкції, який має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення напрямлення сили в ньому відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для другого і третього варіантів конструкцій достатньо осьового розміру $b=2-3$ мм, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Змінення гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери. При чому, при одному фіксованому об'ємі величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною. Це підтверджує вплив не тільки геометричних розмірів, але й конструкції камери. Величина витоків в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери.

Отримані результати числових досліджень дозволять у подальшому пояснити деякі причини виникнення негативної прямої жорсткості у інших типах шпаринних ущільнень.

Динамічні розрахункові дослідження конструкції двохшпаринного ущільнення також підтвердили більшу ефективність другого варіанту конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу, який має найбільші позитивні значення прямої жорсткості та демпфірування. Отримано, що найбільший вплив на радіальну та тангенціальну сили має перша шпарина, при чому, обидві шпарини трьох варіантів конструкцій двохшпаринних ущільнень при осьовому розмірі з'єднувальної камери $a=12$ мм мають центруючу та стабілізуючу дії.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень ротородинамічних характеристик багатошпаринних ущільнень. Розроблені методики розрахунку статичних та динамічних характеристик двох- та трьохшпаринних ущільнень дозволяють розробити нові і покращити існуючі конструкції ущільнень та підвищити герметичність та вібронадійність відцентрових насосів. За результатами досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Огляд сучасного стану шпаринних ущільнень показав, що зниження об'ємних втрат та зменшення вібрацій відцентрових насосів можливе за рахунок вдосконалення геометрії багатошпаринних ущільнень. Існуючі результати досліджень вказують на переваги таких конструкцій над звичайними шпаринними ущільненнями. Проте відомі окремі випадки втрати динамічної стійкості та виникнення автоколиваний ротора в цих конструкціях ущільнень. Тому з'являється необхідність в більш глибоких теоретичних та експериментальних дослідженнях впливу величини циліндричного зазору другої шпарини та геометрії з'єднувальних камер двох- та трьохшпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів.

2. Розроблено методику теоретичного розрахунку статичних та динамічних характеристик двох- та трьохшпаринних ущільнень, яка ґрунтується на розв'язанні рівнянь Рейнольдса для автономної області турбулентної течії в'язкої нестисливої рідини та вимушених коливань одномасової моделі ротора. Зокрема, отримані залежності для радіальних гідростатичних сил, величини витоків, амплітуд і фаз вимушених коливань ротора, що дозволить обґрунтовано вибирати геометричні розміри циліндричних зазорів багатошпаринних ущільнень для забезпечення їх високої герметичності та допустимо низького рівня вібрацій роторів відцентрових насосів. Також проведено аналіз впливу конусності циліндричних каналів на гідростатичну радіальну силу в трьохшпаринному ущільненні. Виконано

порівняння величин динамічних коефіцієнтів та витоків двох- та трьохшпаринних ущільнень з одношпаринним ущільненням при умові використання достатньо великих камер, яке демонструє суттєві переваги багатошпаринних ущільнень. Так, наприклад, трьохшпаринне ущільнення з однаковим радіальним зазором всіх шпарин ущільнення має у середньому на 48,5 % більші динамічні коефіцієнти, та на 41,2 % менші витoki, а подібне двохшпаринне ущільнення має на 15 % більшу пряму жорсткість та на 9,1 % більше пряме демпфірування та на 20,6 % менші витoki.

3. Результати експериментальних та розрахункових досліджень двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень (з однаковими радіальними зазорами на кожній шпарині і з вдвічі збільшеним радіальним зазором на другій шпарині при двох осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм) при не обертовому валу показали, що у другому варіанті конструкції сумарна радіальна гідростатична сила має центруючу дію та збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала і осьового розміру з'єднувальних камер. Величина витоків у другому варіанті конструкції має суттєво більшу величину і майже не змінюється як від радіального зміщення, так від збільшення осьового розміру камер. Порівняння розрахункових та експериментальних розподілів гідростатичного тиску показало, що максимальна похибка склала 12,4 %, а за величиною витоків - 15% (при максимальному значенні величини радіального зміщення вала). Виявлено можливий режим автоколивань при необерттовому валу для першого варіанту конструкції трьохшпаринного ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер та надано пояснення виникнення цього явища, пов'язаного з негативним демпфіруванням, на основі розрахункових досліджень;

4. Результати експериментальних та розрахункових досліджень трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу також показали більшу динамічну стійкість другого варіанту конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Експерименти показали, що в цій

конструкції на 36 % менша максимальна критична амплітуда та при збільшенні ущільнювального тиску спостерігається суттєве збільшення критичних швидкостей коливань вала. Як і традиційні конструкції шпаринних ущільнень, багатошпаринні ущільнення мають зменшення величини витоків зі збільшенням частоти обертання вала, та їх збільшення при підвищенні ущільнювального тиску. При порівнянні аналітичних та експериментальних АЧХ для другого варіанту конструкції зі збільшеними з'єднувальними камерами максимальна відносна похибка дорівнювала 15 %. Розрахункові дослідження підтвердили, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Динамічні коефіцієнти – прямі жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише покращує динамічну стійкість вала в цьому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення. Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість мала негативну, а перехресна жорсткість позитивну величину. Крім того, проаналізовано внесок кожної шпарини на величину результуючої гідродинамічної сили для двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Для першого варіанту конструкції приблизно однаковий вплив на величину результуючої радіальної сили мають всі три шпарини ущільнення, а на тангенціальну силу найбільше впливає перша, а найменше впливає друга шпарина. Для другого варіанту конструкції за рахунок двократного збільшення радіального зазору суттєво зменшується вплив другої шпарини, радіальна сила на першій шпарині змінює знак на центруючу. При чому, для обох варіантів конструкцій третя шпарина має центруючу та стабілізуючу дію, а друга шпарина – навпаки.

5. Розрахункові дослідження за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX гідродинаміки турбулентної ізотермічної течії нестисливої рідини

у циліндричних каналах трьох варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення: базової конструкції (змінювався лише осьовий розмір з'єднувальної камери), конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі та конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі з'єднувальної камери, в стаціонарній і нестаціонарній постановках, показали більшу ефективність другого варіанту конструкції, який має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили, при чому, змінення напрямлення сили відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальних камер, та має найбільші позитивні значення прямої жорсткості та демпфірування. В результаті розрахункових досліджень видані практичні рекомендації по величині осьового розміру і конструкції з'єднувальної камери та проаналізовано вплив з'єднувальної камери на гідродинамічні сили, які виникають в циліндричних зазорах двохшпаринних ущільнень. Так для забезпечення достатньої центруючої радіальної гідростатичної сили в двохшпаринному ущільненні другого і третього варіантів конструкцій достатнім є осьовий розмір з'єднувальних камер $b=2-3$ мм, а для базової конструкції - $a=5-6$ мм. Найбільший вплив на радіальну та тангенціальну сили має перша шпарина, при чому, обидві шпарини трьох варіантів конструкцій двохшпаринних ущільнень при осьовому розмірі з'єднувальної камери $a=12$ мм мають центруючу та стабілізуючу дії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Amoser M. Strömungsfelder und Radikalkräfte in Labyrinthdichtungen hydraulischer Strömungsmaschinen: Doctoral Thesis: Zürich, 1995. <https://doi.org/10.3929/ethz-a-001494894>
2. Amoser M., Staubli T. Three-dimensional flow phenomena in labyrinth seals. *The Ninth Conference on Fluid Machinery*: Budapest. 1991 P. 1-9.
3. Athavale M.M., Hendricks R.C. A small perturbation CFD method for calculation of seal rotordynamic coefficients. *International Journal of Machinery*. 1996 .Vol. 2, No. 3. P. 167-177.
4. Beda A., Simonowsky V. Analysis of a nonlinear elastic force in a relatively long annular seal and its impact on the dynamics of the rotor. *App. Mech. Mater.* 2014. 630, P. 240–247.
5. Black H.F. Effects of Fluid-Filled Clearance Spaces on Centrifugal Pump and Submerged Motor Vibrations. *In Eighth Turbomachinery Symposium, College Station: Texas, Texas A&M University*. 1979. P. 29-34.
6. Black H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors. *Journal of Mechanic Engineering Science*. 1969.11, P. 206-213.
7. Black H.F., Allaire, P., and Barret, L. Inlet Flow Swirl in Short Turbulent Annular Seal Dynamics. *In Ninth International Conference on Fluid Sealing*. Noordwijkerhout, Netherlands. 1981. P. 141-152.
8. Brennen E. Ch., K.-D., Hydrodynamics of Pumps. *Concepts ETI and Oxford Science Publications*. 1994. P.300
9. Bullock J. The Effects of Imposed Pre-swirl on the Static and Rotordynamic Performance for Smooth Annular liquid Seals. *M.S. Thesis in Mechanical Engineering: Texas, A&M University in College Station, TX*. 2019. P. 162.
10. Chen W.C., Jackson E.D. Eccentricity and Misalignment Effects on the Performance of High. *Pressure Annular Seals ASLE Trans*. 1985. Vol. 28, 1. P. 104-110.

11. Childs D. W., Jordan L. T. The Multiple Contributions of Jørgen Lund's Ph.D. Dissertation, Self-Excited, Stationary Whirl Orbits of a Journal in Sleeve Bearings, RPI, 1966, Engineering Mechanics. 2003. Journal of Vibration and Acoustics, 125(4), 445. doi:10.1115/1.1605766
12. Childs D. W., Bullock, J. Static performance of smooth liquid annular seals in the transition and turbulent regimes. Paper presented at the *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2021. 10 p. doi:10.1115/GT2021-58543
13. Childs D., Norrbin C., Phillips S. A Lateral Rotordynamics Primer on Electrical Submersible Pumps for Deep Subsea Applications. *Proceedings of the 30th Pump User's Symposia*. 2014. 18 p. <https://doi.org/10.21423/R15K8Q>
14. Childs D.W. Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based on Hirs' Lubrication Equation. *ASME Journal of Lubrication Technology*. 1983. 105. P. 429-436.
15. Childs D.W. Finite-Length Solutions for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals. *ASME Journal of Lubrication*. 1983. 105, P. 437-444.
16. Childs D.W. Finite-length Solutions for the Rotordynamic Coefficients of Constant Clearance and Convergent-Tapered Annular Seals. *3rd Int. Conf. Vibr. Rotat. Mach Int. Conf.* Heslington 11-13 Sept. 1984. London. P. 223-231.
17. Childs D.W. Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis. Print book. Wiley – Interscience. New York. 1993. P.476.
18. Childs D.W., Dressman J.B Convergent Tapered Annular Seals: Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients. *ASME J. of Tribology*. 1985. Vol. 107. P. 307-317.
19. Dietzen F.J., Nordmann R. Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite- Difference Techniques. *ASME J. of Tribology*. July. 1987. Vol. 109. P. 388-393.
20. Drach I., Goroshko A. Fluid Behavior in an Auto-balancing Unit Without External Damping. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV: Lecture Notes in Mechanical Engineering*. June 8–11: Lviv. 2021. P. 116–125.

21. Gülich J. F. Centrifugal pumps, fourth edition: eBook. 2019. P. 1264.
URL: <https://www.springer.com/gp/book/9783030147877>.
22. Gao, R. Computational Fluid Dynamic and Rotordynamic Study on the Labyrinth Seal. *Ph.D. Dissertation in Mechanical Engineering*: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2012, P. 123.
23. Hirs G. A. Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films. *Journal of Lubrication Technology*. 1973. P. 137-146.
24. Ivanov I.I., Belousov V.V., Myasnikov V.Y., Serebriakov N.N., Shadrin, D.V. Study of rotor dynamics considering a fluid film bearing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 747, 012050
doi:10.1088/1757-899X/747/1/012050
25. Iwatsubo R., Kawai N., Kagawa T., Kakiuchi K. Takahara. Analysis of dynamic characteristics of fluid force induced by labyrinth seal. *NASA: Lewis Research Center Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery*. 1984. P. 211-234.
26. Korczak, A., Martsynkovskyy, V., Gudkov, S. Estimating influence of inertial resistance of throttle for hydraulic balancing device on rotor axial vibration. International Scientific and Engineering Conference on Hermetic Sealing, *Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery*, HERVICON 2011, Procedia Engineering. 2012, V. 39, P. 261-274, doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.033
27. Kanemori Y. Iwatsobo T. Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals. *ASME Journal of Tribology*, 1992, T.114, P.773-778.
28. Krishtop I., German V., Gusak O., Lugova S., Kochevsky, A. Numerical approach for simulation of fluid flow in torque flow pumps. *Applied Mechanics and Materials*. 14th International Scientific and Engineering Conference on Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery, HERVICON+PUMPS September. 2014 V. 630. P. 43

29. Lucas V., Danaila S., Bonneau O., Frene J. Roughness influence on Turbulent Flow Through Annular Seals. *ASME, Journal of Tribology*. 1994. Vol. 116. P. 321-329.
30. Martsynkovskyy V.A., Deineka, A., Kovalenko, V. Evaluation of rotor axial vibrations in a turbo pump unit equipped with an automatic unloading machine. IOP Conference Series: *Materials science and Engineering*. 2017, Vol. 233 (1), 012057. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012057
31. Marquette O. R., Childs D. W., San Andres L. Eccentricity effects on the rotordynamic coefficients of plain annular seals: Theory versus experiment. Paper presented at the *American Society of Mechanical Engineers* (Paper). 1996. P.443-447. <https://doi.org/10.1115/1.2833515>
32. Moreland A. Influence of Pre-swirl and Eccentricity in Smooth Stator/Grooved Rotor Liquid Annular Seals, Measured Static and Rotordynamic Characteristics. *M.S. Thesis*: Texas A&M University, College Station, Texas. 2016. P.116
33. Nelson C., Nguyen D. Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 1 - A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force. *Journal of Tribology*. 1988. 110. P. 354-359.
34. Nelson C., Nguyen D. Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 2 – Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients. *Journal of Tribology*. 1988. 110. P. 361-366.
35. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. Calculation of Radial Forces of Multi-Gap Seals and Its Dependence on Geometrical Parameters. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II*, Springer International Publishing, 2020. P. 661-670.
36. Pozovnyi O., Zahorulko A., Krmela J., Artyukhov A., Krmlova V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes. *Manufacturing Technology*. 2020. 20(3). P. 361-367.

37. Pump Handbook, Fourth Edition / Karassik I. J., Krutzsch W., Fraser W. H., Messina J. P. United States of America. 2008. P. 1853.
38. Reynolds O. On the Theory of Lubrication and Its Applications to Mr. Beauchamp Tower's Experiments Including an Experimental Determination of Viscosity of Olive Oil. *Phi. Trans.* Vol. 177. PP. 157-234.
39. Rogovyi A., Khovanskyi S., Hrechka I., Gaydamaka A. Studies of the Swirling Submerged Flow Through a Confuser. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. Springer: Lecture Notes in Mechanical Engineering.* 2020. P. 85–94.
40. San Andres L. Analysis of variable fluid properties, turbulent annular seals. *J Tribol.* 1991. 113 (4). P. 694-702.
41. San Andrés L. Annular pressure seals and hydrostatic bearings. Paper 11, von Karman Institute – RTO Lecture Series, in Design and Analysis of High Speed Pumps. 2006. P. 11-1 – 11-36. ISBNs 92-837-0063-5/978-92-837-0063-0.
42. San Andrés L. Effect of Eccentricity on the Force Response of a Hybrid Bearing. *Tribology Transactions.* 1991. 34. P. 537-544.
43. San Andres L. Effect of Shaft Misalignment on the Dynamic Force Response of Annular Pressure Seals. *STLE Tribology Transactions.* 1993. 36. 2. P. 173-182.
44. Simon F., Frene J. Analysis for Incompressible Flow in Annular Pressure Seals. *Journal of Tribology.* 1992. 114(3). 431. P. 431-438. doi:10.1115/1.2920902.
45. Simonovskiy V., Pavlenko I., Pitel J., Stremoukhov D., Ivanov V. Methods and Algorithms for Calculating Nonlinear Oscillations of Rotor Systems. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV: Lecture Notes in Mechanical Engineering.* 2021. P. 63–74.
46. Srinivasan K. M. Rotodynamic Pumps. New Age International: eBook. 2008. P. 520. URL: <https://fddocuments.in/document/rotodynamic-pumps.html>.
47. Tower B. First Report on Friction Experiments. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1883. P. 632-659.
48. Vijaykumar A, Morrison G. Numerical simulation of the flow field in a statically and dynamically eccentric annular seal with non-circular whirl orbits.

- Proc. of the ASME 3rd Joint US-Eur. Fluids Eng. Summer Meeting vol 1* (Montreal Quebec, Canada). 2010. P. 731-761.
49. Xia P., Liu Z., Yu X., Zhao J. A transient bulk flow model with circular whirl motion for rotordynamic coefficients of annular seals. *Chin. J. Aeron.* 31(5). 2018. P. 1085–1094.
50. Yamada Y. Resistance of Flow through an Annulus with an Inner Rotating Cylinder. *JSME*. 1962. Vol. 5. No. 18. P. 302-310.
51. Zirkelback, N., San Andrés, L. Bulk-Flow Model for the Transition to Turbulence Regime in Annular Seals. *STLE Tribology Transactions*. 39. P. 835-842.
52. Tarasevych Y., Sovenko N., Savchenko I. Pressure Distribution in the Face Throttle of the Centrifugal Pump's Automatic Balancing Device. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV: Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. P. 185–1944.
53. Wilcox, D. C., 2000, Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc.
54. Беда А. И., Симоновский В. И., Калашников В. В. Влияние вращения вала на упругую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса. *Вісник СевНТУ. Серія : Механіка, енергетика, екологія*. 2014. Вип. 148. С. 76-82. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsntume_2014_148_16.
55. Беда О. І. Динамічні характеристики ротора відцентрового насоса з урахуванням особливостей гідродинамічних процесів в шпаринних ущільненнях довільної довжини: дисиртація кандидата технічних наук: 05.02.09/ Беда Олександр Іванович. Суми. 2015. 136 с.
56. Бедчер Ф. С., Ломакин А. А. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях. *Паро-И га*. 1957.
57. Бедчер Ф.С., Ломакин А. А. Паротурбостроение и газотурбостроение. *Труды ЛМЗ*. 1957. Вып. 5. С. 249-269.
58. Васильцов Э. А. Бесконтактные уплотнения.: Л., Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. 160 с.

- 59.Голубева А. И., Кондакова Л. А. Уплотнения и уплотнительная техника. Машиностро. Москва: Машиностроение, 1986. 464 с
- 60.Горовий С. О. Разработка и исследование конструкций "безвальных" центробежных насосов: дисертація кандидата технічних: 05.04.13 гідравлічні прилади та гідропневмоагрегати/ СумДУ, Суми 1995. 236 с.
- 61.Горовий С. О. Розрахунок гідравлічних радіальних та кутових сил гладкого шпаринного ущільнення. *Вісник Сумського національного аграрного університету : науковий журнал. – Сер. «Механізація та автоматизація виробничих процесів».* 2019. Вип. 4 (38). С. 7-13.
- 62.Гулый А. Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений: дисертація кандидата технічних: 01.02.06 динаміка та міцність машин, приладів та апаратів/ СумДУ. Суми. 1988. 217 с.
- 63.Двинин А. А., Безус А.А. Типовые центробежные насосы в нефтяной промышленности: учебное пособие. Тюмень: ТюмГНГУ. 2010. 232 с.
- 64.Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання / Марцинковський В. А, Тарельник В. Б., Аношевський Б., Марцинковський В. С., Радіонов О. В., Коноплянченко Є. В., Гапонова О. П., Позовний О. О.: монографія. Суми: Сумський державний університет, 2018. 282 с.
- 65.Енергоефективні, альтернативні і енергозберігаючі технології / Марцинковський В. А, Тарельник В. Б., Антошевський Б. та ін: монографія. Суми: видавництво «МакДен», 2016. 320 с.
- 66.Загорулько А. В., Герасимива К. П., Алтынцев Е. И., Гудков С. Н. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале целевого уплотнения-опоры. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий.* 2009. Вып. 6. 7 (42). С. 22-26.
- 67.Зимницкий В. А., Каплун А. В., Папир А. Н., Умов В. А. Лопастные насосы, Машиностроение. 1986. 334 с.

- 68.Зубахін О. М. Використання гідродинамічних ефектів у шпаринних ущільненнях для підвищення технічного рівня відцентрових насосів: дисиртація кандидата технічних наук: 05.05.17. Суми. 2011. 164 с.
- 69.Зуева Н.В., Корчак А. Влияние сил инерции и местных гидравлических потерь на гидродинамические характеристики торцовых дросселей. *Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. Серія «Технічні науки»*. 2006. № 10(94). С. 104 – 111.
- 70.Ломакин А. А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки высоких параметров. *Энергомашиностроение*. 1955. №. 2. С. 1–10.
- 71.Ломакин А. А. Расчет критического числа оборотов ротора и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидромашин с учетом сил, возникающих в уплотнениях. *Энергомашиностроение*.1958. №. 4. С. 1–5.
- 72.Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. *Машиностроение: Ленинград*. 1966. 364 с.
- 73.Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. *Машиностроение: Ленинград*. 1973. 232 с.
- 74.Малюшенко В.А., Михайлов А.К. Насосное оборудование тепловых электростанций. *Энергия*. 1975. 280 с.
- 75.Марцинковский В. А. Гидродинамика дросселирующих каналов : Вибрации роторов центробежных машин. В 2 книгах. Сумы: Изд-во СумДУ, 2002. 337 с.
- 76.Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. Москва: Машиностроение, 1970. 272 с.
- 77.Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин: монография. Сумы: Сумский государственный университет, 2012. 562 с.
- 78.Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: Теория и практика. СумГУ. Сумы, 2005. 416 с.
- 79.Марцинковский В. А., Бесконтактные уплотнения роторных машин. Москва, 1980. 200 с.

- 80.Марцинковський В. А., Ворона П. Н. Насосы атомных электростанций. *Энергоатомиздат*. Москва, 1987. 256 с.
- 81.Марцинковський В. А., Позовний О. О. Аналіз динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень. *Компрессорное и Энергетическое Машиностроение*. 2019. №2(56). С. 18–22.
- 82.Марцинковський В. А., Позовний О. О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора. *Журнал інженерних наук*. 2017. Т. 4, № 1. С. С7–С12.
- 83.Марцинковський В. А., Позовний О. О. Розрахунок характеристик багатошпаринних ущільнень ротора відцентрового насоса в залежності від осьового розміру камер. *Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доповідей VI Міжнародної конференції*. Одеса, 2019. С.243.
- 84.Мельник В.А. Торцовые уплотнения валов. М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.
- 85.Позовний О. О. Аналіз радіальних коливань ротора відцентрового насоса. *Сучасні Технології у Промисловому Виробництві: Матеріали V Всеукраїнської Міжвузівської Науково-Технічної Конференції*. Суми. 2018. С.110.
- 86.Позовний О. О. Динамічний розрахунок ротора відцентрового насоса з урахуванням багаташпаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій*. Суми: Сумський державний університет, 2017. С. 165.
- 87.Позовний О. О. Пристрій для експериментальних досліджень багатошпаринних ущільнень. *Сучасні технології у промисловому виробництві: Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій*. Суми, 2018. С. 111.

88. Позовний О. О., Слинко Д. Ю. Розрахунок гідродинамічних сил в багатошпаринних ущільненнях ротора з урахуванням деформацій стінок. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VI Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції*. Суми: Сумський державний університет, 2019. С. 131.
89. Савченко Е. Н., Тарасевич Ю. Я. Исследование самовозбуждающихся колебаний ротора в щелевых уплотнениях. *Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования (ГЕРВИКОН-2005): труды 11-й международной 130 научно-технической конференции* / Ред.: Н.В. Зуева, Ю.Я. Тарасевич. – Сумы: СумГУ, 2005. Т.2 :Гермомеханика и динамика роторов. С. 284-289.
90. Симоновский В. И., Беда А. И. Исследование влияния диффузорности щелевых уплотнений ротора центробежного насоса на его колебания. *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. 2010. №3. С. 136-141.
91. Симоновський В.І. Оцінювання параметрів динамічних моделей роторів: навчальний посібник / В.І. Симоновський, В.А. Хворост.- Суми: СумДУ, 2002.- 143 с.
92. Суханов Д.Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. Москва: «Машиностроение», 1952. 34 с
93. Тарасевич Ю. Я., Савченко Е.Н. Влияние щелевых уплотнений на вибрационные характеристики роторов центробежных насосов. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. 2005. №12(84). С. 98-102.
94. Тарасевич Ю. Я., Савченко Є. М., Совенко Н. В., Савченко А. Є. Дослідження впливу випадкової зміни параметрів шпаринних ущільнень на ккд відцентрового насоса. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Вип. 6. № 7(84). С. 37–42.

95. Шерстюк А. Н., Насосы, вентиляторы, компрессоры: уч. пос. для ВУЗов : М, «Высшая школа», 1972. 344 с.
96. Этингер С. М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС, Паро-И га. 1957. С. 155-177.

ДОДАТКИ

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні результати дисертації:

1. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора. *Журнал інженерних наук*. 2017. Т. 4, № 1. С. 7–12. (0.39 друк. арк.) *Особистий внесок: розробка методики визначення амплітудно фазових частотних характеристик багатошпаринних ущільнень, виконання числового прикладу (0.32 друк. арк.).*
2. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Аналіз динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2019. №2(56), С. 18-22. (0.36 друк. арк.) *Особистий внесок: проведення фізичного та числового експериментів (0.28 друк. арк.).*
3. Pozovnyi O., Zahorulko A., Krmela J., Artyukhov A., Krmelová V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes. *Manufacturing Technology*. 2020. Vol. 20, №3, P. 368-372. (0.39 друк. арк.) *Особистий внесок: розроблення методики проведення експерименту та проведення числового розрахунку (0.22 друк. арк.)*
4. Марцинковський В.А., Тарельник В.Б., Аношевський Б., Марцинковський В.С., Радіонов О.В., Коноплянченко Є.В., Гапонова О.П., Позовний О.О. Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання: монографія. Суми: Сумський державний університет, 2018. 282 с. (0.36 друк. арк.) *Особистий внесок: розроблено математичну модель для визначення динамічних характеристик багатошпаринного ущільнення (0.28 друк. арк.).*
5. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. (2020) Calculation of Hydrostatic Forces of Multi-Gap Seals and Its Dependence on Shaft Displacement. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, Springer International Publishing*, 2020. P. 661–670. (0.37 друк. арк.) *(Особистий внесок: проведено*

числовий статичний розрахунок радіальної сили в багатошпаринному ущільненні та проведено порівняння з результатами аналітичних розрахунків. (0.2 друк. арк.)

Наукові праці, які свідчать про апробацію матеріалів дисертації:

6. Позовний О.О. Динамічний розрахунок ротора відцентрового насоса з урахуванням багаташпаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій* – Суми: Сумський державний університет, 2017. С.165. (0.04 друк. арк.)

7. Позовний О.О. Аналіз радіальних коливань ротора відцентрового насоса. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2018. С.110. (0.05 друк. арк.)

8. Позовний О.О. Пристрій для експериментальних досліджень багаташпаринних ущільнень. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2018. С. 111. (0.04 друк. арк.)

9. Позовний О.О., Слинько Д.Ю. Розрахунок гідродинамічних сил в багаташпаринних ущільненнях ротора з урахуванням деформацій стінок. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2019. С.131. (0.5 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено числовий розрахунок методом скінченних об'ємів та скінченних елементів) (0.03 друк. арк.)

10. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Розрахунок характеристик багаташпаринних ущільнень ротора відцентрового насоса в залежності від осьового розміру камер. *Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доповідей VI Міжнародної конференції* – Одеса: Одеська державна академія будівництва та архітектури, 2019. С.243. (0.05 друк. арк.) (Особистий внесок -

проведено експериментальні дослідження з урахуванням зміни осьового розміру з'єднувальної камери багатошпаринного ущільнення) (0.02 друк. арк.)

11. Позовний О.О., Слинько Д.Ю. Вплив об'єму та геометрії камер багатошпаринних ущільнень на вібраційні характеристики відцентрових насосів. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2020. С.143. (0.04 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено числові розрахунки та порівняння декількох конструкцій багатошпаринних ущільнень) (0.02 друк. арк.)

12. Позовний О.О. Числовий аналіз багатошпаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2021. С.110. (0.06 друк. арк.)

13. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора відцентрового насоса. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції* – Львів: Західний науковий центр НАН України та МОН України, 2018. С.135. (0.1 друк. арк.) (Особистий внесок – аналітичне пояснення напрямлення вектору гідростатичної сили у багатошпаринному ущільненні) (0.05 друк. арк.)

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ У ВИРОБНИЦТВО

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник генерального директора
з наукової роботи – головний
конструктор АТ «ВНДІАЕН»
О.С. Косторной

«02» вересня 2021 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Позовного Олександра Олександровича

Даним актом засвідчується, що наукові та практичні результати дисертаційної роботи Позовного Олександра Олександровича на тему: «Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів», а саме, методики аналітичного та числового розрахунків та практичні рекомендації по конструюванню двох- та трьохшпаринних ущільнень використовуються науково-дослідним відділом динаміки, вібродіагностики та вузлів тертя АТ «ВНДІАЕН» при проектуванні відцентрових насосів.

Зав. відділу №4



В.І. Зайцев

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ У НАВЧАЛЬНИЙ ПРОЦЕС

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор СумДУ

В.Д. Карпуша

« 03 » _____ 2021 р.



АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи Позовного О.О.
«Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібраційність
відцентрових насосів», яка подається
на здобуття наукового ступеня доктор філософії
за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування
у навчальний процес**

Комісія у складі:

Голова комісії: доцент кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира
Марцинковського
Є.М. Савченко

Члени комісії: доцент кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира
Марцинковського
С.М. Гудков
зав. навчальної лабораторії кафедри комп'ютерної механіки
імені Володимира Марцинковського
С.О. Міщенко

Встановлено, що за результатами виконання дисертаційної роботи Позовного О.О. «Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібраційність відцентрових насосів» у навчальний процес впроваджено наступне:

- методики аналітичного та числового розрахунків статичних та динамічних характеристик двох- та трьохшпаринних ущільнень при викладанні дисциплін «Гідроаеропружність» та «Комп'ютерне моделювання динамічних систем» для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Комп'ютерна механіка»),
- практичні рекомендації по конструюванню багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів при викладанні дисципліни «Комп'ютерні технології проектування» для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Комп'ютерний інжиніринг в механіці»).

Голова комісії: _____ Є.М. Савченко

Члени комісії: _____ С.М. Гудков

_____ С.О. Міщенко