

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Сумський державний університет**  
**Факультет технічних систем та енергоефективних технологій**  
**Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського**

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Андрій ЗАГОРУЛЬКО

(підпис)

\_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**на здобуття освітнього ступеня бакалавр**

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Моделювання впливу динамічних характеристик системи ротор-пружнодеформовані шпиринні ущільнення на вібраційний стан відцентрового насоса.

Здобувачки групи КМ-01/1 ЛЕВЧЕНКО Катерини Ігорівни.

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

\_\_\_\_\_ Катерина ЛЕВЧЕНКО  
(підпис)

Керівник: асистент, доктор філософії Олександр ПОЗОВНИЙ \_\_\_\_\_  
(підпис)

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 53 с., 34 рис., 5 табл., 12 дж.

Об'єкт досліджень – система ротор-пружньодеформовані шпаринні ущільнення відцентрового насоса.

Мета роботи – покращення вібраційного стану насосів і компресорів за рахунок автоматизованого комп'ютерного моделювання та проектування системи ротор-пружньодеформовані шпаринні ущільнення.

Метод дослідження – обчислення виконувались за допомогою методів скінченних елементів і кінцевих об'ємів, а також методів ідентифікації жорсткостей і демпфірувань шпаринних ущільнень.

Серед безконтактних ущільнень обертових валів особливу роль відіграють шпаринні ущільнення. Вони є найпоширенішими для роторів відцентрових насосів і компресорів, виконуючи як ущільнювальні функції, так і функції гідростатичних і демпферних опор. Це значно розширює спектр задач, пов'язаних з їх розрахунком та проектуванням. На відміну від інших типів ущільнень, для яких основним показником є рівень витоків, для шпаринних ущільнень більш важливими є жорсткісні і демпфіруючі властивості, а також їх вплив на вібраційний стан ротора. Це вимагає розробки точніших методів чисельного розрахунку і оптимізації динамічних характеристик шпаринних ущільнень турбомашин з використанням сучасних методів обчислювальної гідродинаміки. Завдяки цьому можна більш надійно прогнозувати вібраційний стан турбомашин і створювати нові конструкції, які забезпечують енергоефективність, збереження перекачуваних продуктів та екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

**ШПАРИННІ УЩІЛЬНЕННЯ, ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЖОРСТКОСТНІ ТА ДЕМПФІРУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ВІБРАЦІЙНИЙ СТАН.**

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ .....	7
1.1 Різновиди ущільнень .....	7
1.2 Особливості роботи шпаринних ущільнень.....	8
1.3 Деформоване шпаринне ущільнення.....	11
1.4 Стан теорії та методів розрахунку шпаринних ущільнень.....	15
1.5 Висновки до першого розділу .....	17
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНЬОДЕФОРМОВАНИХ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ В СТАТИЧНІЙ ПОСТАНОВЦІ .....	19
2.1 Побудова геометрії пружньодеформованого шпаринного ущільнення .	19
2.2 Дослідження статичних характеристик деформованого шпаринного ущільнення .....	21
2.2.1 Дослідження течії рідини в не деформованому шпаринному ущільненні.....	21
2.2.2 Дослідження течії рідини в деформованому шпаринному ущільненні.....	27
2.3 Результати досліджень статичних характеристик деформованого шпаринного ущільнення .....	31
2.4 Висновки до розділу .....	42
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНЬОДЕФОРМОВАНИХ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ .....	43
3.1 Числовий аналіз витратних та динамічних характеристик шпаринного ущільнення .....	43
3.2 Висновки до третього розділу .....	49
ВИСНОВКИ.....	50
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	52

## ВСТУП

Відцентрові насоси широко використовуються у всіх галузях промисловості, останнім часом найраціональнішим способом підвищення напору є збільшення частоти обертання ротора. Це призводить до збільшення перепадів тиску в ущільненнях. Гідродинамічні сили в малих зазорах ущільнень суттєво впливають на динамічні характеристики роторів, що може призводити до втрати динамічної стійкості або стабілізації руху ротора. Внаслідок цього ротор відцентрової машини є генератором вібрацій, значно потужніших і ширших за спектральним складом, ніж в інших машинах, тому аналіз динаміки та визначення способів зниження віброактивності є актуальними задачами. Важливою проблемою є дослідження автоколивальних режимів роторів та розробка методів їх усунення, оскільки такі режими можуть привести до виходу насоса з ладу.

У сучасних насосних системах все більшого поширення набувають безконтактні ущільнення шпаринного типу. Ці ущільнення відрізняються тим, що вони безпосередньо впливають на вібраційний стан роторів. Гідродинамічні сили, що виникають у таких ущільненнях, можуть як центрувати ротор, так і викликати його децентрацію, залежно від їх конструктивних особливостей. Основним недоліком цих ущільнень є значні витоки перекачуваної рідини, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) насосів. Тому розробка і проектування нових типів шпаринних ущільнень, які зменшують витоки і при цьому забезпечують безконтактну роботу ротора, є актуальним і складним завданням. Необхідно знайти баланс між протиріччями цих вимог. Це підкреслює важливість досліджень, спрямованих на підвищення герметичності та вібраційної стійкості безконтактних ущільнень для роторів швидкохідних насосів, а також на спрощення процесу їх розрахунків. Поліпшення конструкцій таких ущільнень сприятиме підвищенню ефективності і надійності насосного

обладнання, що, у свою чергу, покращить загальну продуктивність систем та забезпечить більш ефективне використання енергії, знижуючи експлуатаційні витрати.

При аналізі системи ротор-пружнодеформовані шпаринні ущільнення основними задачами є обчислення витрат і гідродинамічних сил у кільцевих дроселях, а також оцінка вібраційного стану ротора, що залежить від цих сил. Тому при створенні нових ефективних конструкцій ущільнень важливо враховувати не тільки їх гідродинамічні, але й ротородинамічні характеристики, такі як жорсткість і демпфування.

Метою цієї роботи є покращення вібраційного стану насосів і компресорів шляхом автоматизованого комп'ютерного моделювання та проектування системи ротор-пружнодеформовані шпаринні ущільнення. Застосування передових технологій моделювання дозволяє детально аналізувати динамічні характеристики роторів і шпаринних ущільнень, включаючи їх жорсткість, демпфуючі властивості та вплив на загальний вібраційний стан машини. Це допомагає не тільки оптимізувати конструкцію ущільнень для зменшення витоків і підвищення ефективності, але й забезпечити стабільну і безперебійну роботу насосів і компресорів. Завдяки цьому знижуються експлуатаційні витрати, підвищується надійність обладнання та його екологічна безпека.

## 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

### 1.1 Різновиди ущільнень

Сучасні роторні машини, до яких належать насоси, компресори та турбомашини, відіграють ключову роль у різних галузях промисловості завдяки своїй здатності ефективно передавати енергію та забезпечувати необхідні параметри робочих процесів. Характерною особливістю цих машин є високі частоти обертання роторів та значні перепади тисків робочого середовища, що зумовлює підвищені вимоги до їх конструктивних елементів та експлуатаційних характеристик. Одним з найважливіших вузлів в насосному та компресорному обладнанні є ущільнення ротора, що обертається. Від якості та надійності ущільнення залежить не лише ефективність роботи машини, але й її ресурс та надійність. Забезпечення герметичності, зменшення втрат робочого середовища та захист від витоків є критично важливими для стабільної та безперебійної роботи роторних машин, тому сучасні розробки у цій галузі спрямовані на вдосконалення ущільнювальних технологій та матеріалів [1]

Ущільнення – це пристрій, призначений для поділу середовищ, а також для запобігання або зниження витоків середовищ через рухомі або роз'ємні нерухомі з'єднання. Основні елементи ущільнень включають ущільнювані поверхні та ущільнювач, що забезпечує герметичність. Працездатність ущільнень визначається низкою факторів: експлуатаційними умовами, конструктивними особливостями, технологічними параметрами, техніко-економічними показниками та екологічними аспектами. Важливими аспектами є властивості робочого та навколишнього середовища, режими роботи, характеристики матеріалів герметизованого з'єднання та ущільнювача, допустимі межі витоків, ресурс, загальний термін експлуатації, а також токсичність та хімічна агресивність середовищ. Усі ці чинники мають

суттєвий вплив на ефективність та довговічність ущільнювальних пристроїв.[11]

Існує дві основні групи ущільнень: контактні та безконтактні. Контактні ущільнення за допомогою контакту між деталями, отримують необхідну ступінь герметизації. Вони мають такі види: сальникові, торцеві та манжетні ущільнення. До безконтактних ущільнень належать шпаринні, лабіринтні, гідродинамічні та інші. Ці ущільнення запобігають витоку через зазори, без контакту між ущільнюючими поверхнями. Герметизація здійснюється шляхом гідро- або газодинамічного опору в дроселі, проте вони не забезпечують повної герметизації.

## **1.2 Особливості роботи шпаринних ущільнень**

Відцентровий насос застосовується у різних галузях промисловості. Для них характерна стійка тенденція до збільшення робочих параметрів: подач перекачуваного середовища, тисків і швидкостей обертання. Що часто призводить до виникнення проблем, пов'язаних з їх вібронадійністю та герметичністю. Через можливість утворення вібрації, в відцентрових насосах відбуваються збої, причиною цього є динамічний стан ротора. Його можна стабілізувати за допомогою дії гідродинамічних сил, які виникають в зазорах безконтактних кільцевих ущільненнях. Під дією перепаду тиску і обертання вала сили, можуть значно зменшити вібрації. З іншого боку, важливо пам'ятати про зворотну дію цієї сили, яка також може призвести до збільшення вібрацій відцентрової машини.[3]

Шпаринні ущільнення – найбільш прості та надійні ущільнення гідромашин. Принцип роботи яких, ґрунтується на прокачуванні робочого середовища за допомогою кільцевих каналів шириною приблизно 0,1 – 0,3 мм. Ці канали формуються елементами ротора, що обертається, і нерухомого статора, характеризуються високим гідравлічним опором. Завдяки

зазначеному зазору між ущільнюючими поверхнями, вони працюють із постійною витратою, залишаючись практично неушкодженими. Головним недоліком таких ущільнень є порівняно великі витіки рідини, що ущільнюються, особливо при високих тисках. Найбільше шпаринні ущільнення використовуються у проточній частині насоса для обмеження внутрішніх перетікань, зокрема по вхідній воронці робочого колеса, між ступенями багатоступінчастих насосів, перед урівноважувальним диском гідроп'яти, тобто там, де через ускладнений доступ для ремонту та обслуговування потрібна підвищена надійність і допускаються витіки. До цього часу в деяких насосах шпаринні ущільнення за інерцією використовуються і як кінцеві для герметизації місць виходу валу з корпусу.

Основною особливістю щілинних ущільнень є те, що вони представляють собою повноохоплювальні гібридні малонавантажені підшипники і мають вирішальний вплив на вібраційний стан ротора. Гідродинамічні сили у повноохоплювальних підшипниках визначаються частотою обертання ротора та викликають втрату його динамічної стійкості. Гідростатичні сили суттєво впливають на власну частоту ротора і визначаються осьовим перепадом тиску, тому вони дуже чутливі до осьової форми зазору. Витрата через шпаринні ущільнення в основному залежить від дроселюючого перепаду тиску та середньої площі поперечного перерізу шпарини. Вплив геометричної форми шпарини та частоти обертання ротора на витрату порівняно малий, тому витратні характеристики більш стабільні. Основні труднощі пов'язані з обчисленням радіальних гідростатичних та гідродинамічних сил, які визначають вібраційний стан ротора, а отже, і працездатність всього насоса. Низький рівень вібрацій ротора, який можна забезпечити правильним вибором конструкцій шпаринних ущільнень, дозволяє без збільшення небезпеки пошкоджень зменшувати радіальні зазори в ущільненнях і тим самим знижувати витікання.



Метою розрахунку щілинних ущільнень є визначення радіальних сил, що діють на ротор, і оцінка витоків. У подальшому радіальні сили будуть використані для аналізу вібраційного стану ротора. Для обчислення сил і витрат необхідно знати розподіл швидкостей та тисків у потоці ущільнюючої рідини через кільцевий канал, одна зі стінок якого утворює обертовий та вібруючий ротор. 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]. Таким чином, рух обумовлений як осьовим перепадом тиску, що регулюється на ущільненні, так і характером руху внутрішньої стінки каналу. У високооберткових насосах перепади тиску та обертові швидкості достатньо великі, тому необхідно розглядати турбулентний нестационарний рух. При невеликих значеннях числа Рейнольдса, добуток характерної швидкості руху рідини на характерні розміри перешкод залишається незначним порівняно з в'язкістю. Таким чином, за рахунок в'язкості течія зберігає впорядковану структуру. У випадку великих значень числа Рейнольдса рух рідини переходить у турбулентний режим.[2]

Щоб врахування завжди властиві недоліків форми шпаринних ущільнень, розглянемо кільцевий канал з конусністю та зміщенням осей внутрішньої та зовнішньої поверхонь (рис. 1.1). У граничних умовах на внутрішній стінці враховується власне обертання ротора з частотою  $\omega$ , прецесія з частотою  $\Omega$  і зі змінним за гармонійним законом ексцентриситетом, а також кутові коливання осей внутрішнього циліндра у радіальній площині, яка проходить через лінію центрів.

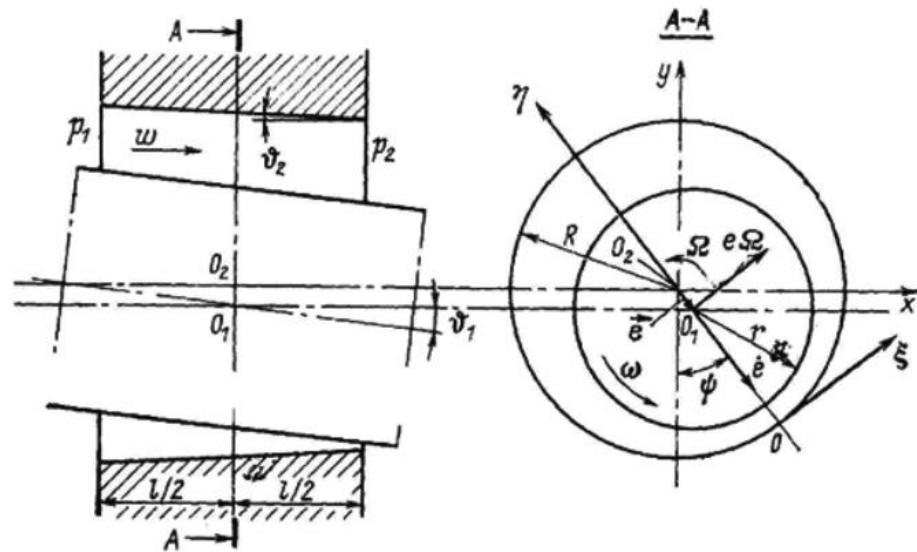


Рисунок 1.1 – Схема кільцевого дроселя

В якості спрощених припущень приймається, що відношення середнього зазору до радіусу, відносні ексцентриситет, конусність і перекіс осей малі порівняно з одиницею, а довжина каналу не перевищує його діаметра, що дозволяє використовувати теорію короткого кільцевого каналу. При цьому передбачається також, що переважаючим є осьовий потік під дією ущільнюваного перепаду тиску.

### 1.3 Деформоване шпаринне ущільнення

У високонапірних відцентрових машинах, які використовуються в різних галузях промисловості для перекачування рідин під високим тиском, виникають помітні деформації елементів щілинних ущільнень. Ці деформації зумовлені впливом великих перепадів тиску, що характерні для експлуатації такого обладнання. Щілинні ущільнення виконують важливу функцію, забезпечуючи герметичність і мінімізуючи витoki рідини, але при значних перепадах тиску вони піддаються значним механічним навантаженням. Це може призводити до зміни форми ущільнень, що впливає на їхню

ефективність та довговічність. Оскільки протікання та динамічні характеристики безпосередньо залежать від форми зазору між компонентами, робилися численні спроби створити такі конструкції, деформації яких знижували б небажані протікання та покращували б динамічні якості кільцевих дроселів. Ці зусилля включають розробку нових матеріалів, які мають підвищену стійкість до деформацій під впливом високих тисків та температур. Також досліджуються різні геометричні форми ущільнень, що дозволяють мінімізувати зміну зазору під час роботи. Усі ці заходи спрямовані на підвищення ефективності роботи відцентрових машин, зниження втрат енергії та забезпечення більшої надійності обладнання в цілому.

Рисунок 1.2 представляє собою втулку з тонкостінною циліндричною обоймою, яка утворює з корпусом порожнину, з'єднану отворами з кільцевим дроселюючим зазором. У недеформованому стані обойми тиск по довжині зазору змінюється лінійно від максимального входу до мінімального на виході. Тиск у порожнині дорівнює тиску в тому місці зазору, де знаходяться отвори. Таким чином, на обойму діє радіальний перепад тиску, що збільшується до виходу із зазору. Радіальні деформації втулки під впливом цього перепаду призводять до збільшення тиску в зазорі і, відповідно, порожнини. В результаті зменшується перепад тиску, що деформує втулку.

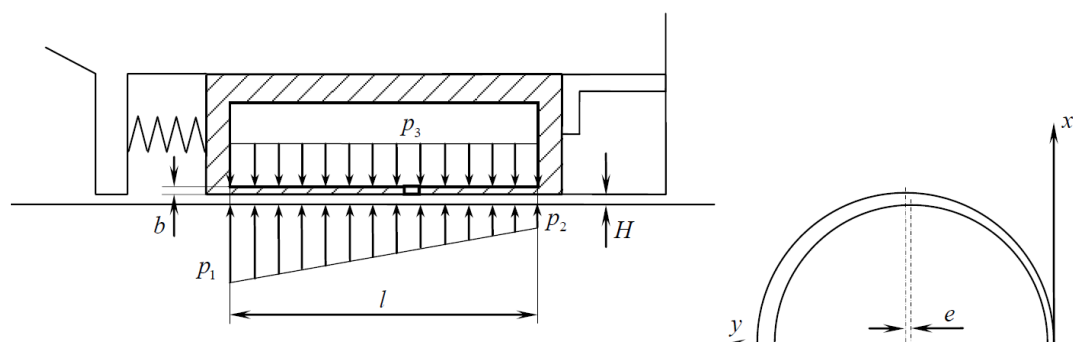


Рисунок 1.2 – Схема деформованого шпаринного ущільнення

Розглянемо існуючі конструктивні рішення, для виконання умови самоцентрування, необхідно збільшувати центруючу силу в кільцевому зазорі та зменшувати силу тертя на торцевому стику, тобто зменшувати осьове навантаження кільця. Способи збільшення центруючої сили (рис. 1.3) ґрунтуються на використанні гідростатичних та гідродинамічних ефектів у кільцевому дроселі.

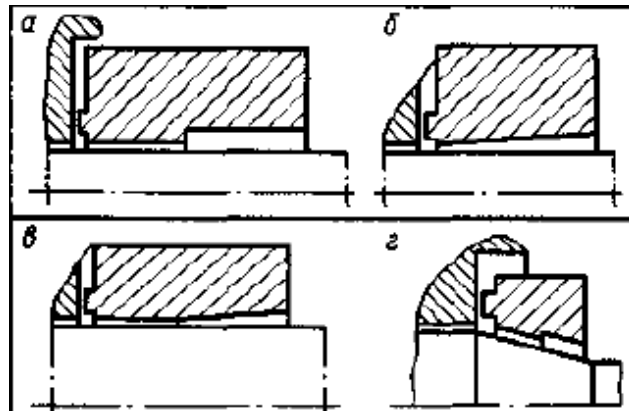


Рисунок 1.3 – Способи збільшення центруючої сили

У чотирьох схемах ущільнень використаний центруючий ефект конфузورних каналів, обумовлений перебудовою епюру тиску за довжиною в різних радіальних перерізах зі збільшенням ексцентриситету (рис. 1.4).

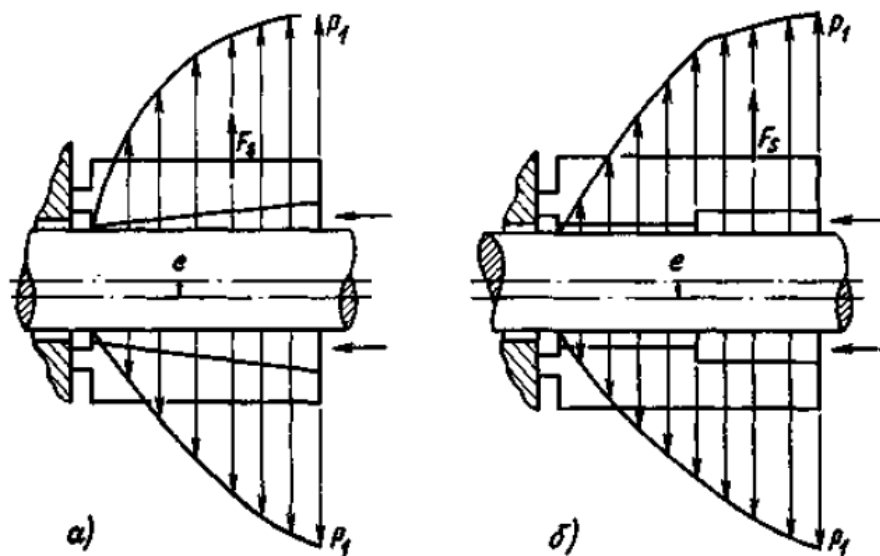


Рисунок 1.4 – Епюри тиску в ущільненнях з різною формою зазорів:  
конфузор (а) та сходинка (б)

Також є центруюча сила яка збільшується за рахунок підвищення тиску в камерах меншого радіального зазору ексцентричної шпарини. Гідродинамічні (підшипникові) ефекти в клинових зазорах, утворених відповідним розточуванням кільця і самовстановлюваними вкладками. На практиці широко застосовуються різні комбінації гідростатичного та гідродинамічного способів центрування плаваючих кілець.

Таким чином, з викладеного вище випливає, що недоліком звичайних шпаринних ущільнень є низька радіальна жорсткість плоскої кільцевої шпарини, внаслідок чого ротор може торкатися стінки статора при малих проміжках у таких ущільненнях, що призводить до місцевого зносу поверхонь і зростання шпарини. Крім того, при великих перепадах тиску на шпаринному ущільненні форма шпарини в напрямку поздовжньої осі може бути дифузornoю, що може стати причиною зниження критичної частоти ротора. Тому слід прагнути до отримання конфузornoї форми шпарини, що ущільнює між ротором і статором, це гарантує високу радіальну жорсткість і демпфування шару ущільнюваного середовища в щілини, а значить, надійність і висока якість роботи вузла ущільнення. При цьому прийнятна конфузornoість форми шпарини в ущільненні виникає тоді, коли відношення розмірів шпарини на вході в ущільнення і на виході з нього (з урахуванням точності виготовлення) близьким до двох, тобто. до теоретично оптимальному значенню. Утворення конфузornoих шпарин в ущільненнях через малі розміри зазорів між ротором і статором пов'язане з необхідністю отримання малих значень конусності поверхонь шпаринного ущільнення.

Значний інтерес тому представляють конструкції шпаринного ущільнення, що деформується. При навантаженні такого вузла ущільнення робочим перепадом тиску шпаринне ущільнення деформується з малою конусністю, утворюючи конфузornoу форму радіальної шпарини між статором і ротором. Цим досягаються як зниження витоків, так і висока гідростатична жорсткість шару середовища, що ущільнюється.

Проте помітними вадами уже існуючих видів щілинного ущільнення[11] є значні габаритні розміри вузла, що пояснюється необхідністю використання пружинного елемента та манжети, труднощі розрахункового прогнозування для отримання оптимальних розмірів та форми основної радіальної щілини ущільнення, що залежить від деформації втулки, а також відсутність механізму підтримки оптимальних параметрів форми щілини в діапазоні робочих значень тиску .

#### **1.4 Стан теорії та методів розрахунку шпаринних ущільнень**

Розрахунок гідродинамічних характеристик в дроселях ущільнень заснований на розв'язанні рівнянь Нав'є-Стокса [5]. Враховуючи ці рівняння можна отримати розподіл тиску в ущільненні та величину витоків в ньому, бо величина падіння тиску в дроселях ущільнень є основою цих рівнянь. Шпаринні ущільнення використовують при високих перепадах тиску та великих частотах обертання ротора, що в свою чергу приводить до турбулентного руху рідини, тому необхідно враховувати сили інерції.[1]

Найбільш повний аналіз впливу сил у шпаринних ущільненнях на динаміку ротора насоса, було проведено та описано в роботі В.А. Марцинковського [3] проведені числові та аналітичні дослідження за допомогою методів аналізу статичних та динамічних характеристик безконтактних ущільнень. Також представлено розв'язання задач ламінарної та турбулентної течій в'язкої нестисливої рідини в короткій кільцевій шпарині ( $l/r < 1$ ) з урахуванням конусності зазору і перекосу осей роторної і статорної втулок, враховуючи це отримані аналітичні вирази для обчислення витрат і радіальних сил взаємодії роторного і статорного елементів ущільнення. Були визначені радіальні сили для дослідження динаміки роторів гідромашин. Провівши аналіз впливу гідродинамічних сил у шпаринних ущільненнях це підтвердило їх вагомий вплив на вібраційний стан ротора.[2]

Блек [6] був першим серед дослідників, хто проаналізував значний вплив ущільнення на ротородинамічні характеристики ротора насоса. Він зауважив, 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

$$\varepsilon = \frac{e}{h_0}, \quad (1.1)$$

де  $e$  – ексцентриситет (радіальне зміщення валу),  $h_0$  – радіальний зазор.

Щодо деформування шпаринного ущільнення, вперше вирішив задачу М.М. Камал [7]. Розробивши простий метод аналізу течії в шпаринному ущільненні базуючись на розв'язанні рівняння Рейнольдса з урахуванням деформацій поверхонь валу і ущільнювального кільця як невід'ємної частини корпусу[4].

Сучасний стан досягнень можемо спостерігати в роботах [4,8,9,10]. Де проводилося чисельне моделювання типу ущільнення з плаваючим кільцем за допомогою MATLAB [8]. Досліджували вплив різних параметрів, таких як в'язкість рідини, завихрення перекачуваного середовища на вході, ширини плаваючого кільця та відносної шорсткості поверхні кільця та ротора, на швидкість витoku потоку. Отримано наступні результати: зменшення швидкості витoku зі збільшенням в'язкості та інших параметрів, посилення впливу параметрів при збільшенні вхідного завихрення, та можливість покращення ефективності ущільнення за рахунок зміни параметрів ущільнення або встановлення вихрових пристроїв на вході.

У роботі [10] проводилися випробування нового плаваючого ущільнення на об'єктах для вирішення проблеми ущільнення та корозійного зносу. Розроблені ущільнення були протестовані на різних моделях бульдозерів у різних умовах, зокрема на мулі, піску та кислому ґрунті. Результати показали, що нові ущільнення мали від 1/2 до 1/3 обсягу зносу

порівняно зі звичайними ущільненнями. Таким чином, підтверджено, що розроблені ущільнення мають велике покращення у зносостійкості порівняно з традиційними.

Дослідженні А.В. Загорулька [4] показано, що деформації U-подібного кільця під дією ущільнювального тиску ефективно зменшується зазор і витіки у деформованому ущільненні. Можливість впливу на розмір і форму зазору між валом і кільцем досягається шляхом зменшення товщини оболонки та буртів. Результати аналізу показують, що збільшення ущільнювального тиску зменшує мінімальний зазор, при цьому максимальні напруження залишаються в безпечних межах. Важливим є самоцентрування кільця при зміщенні вала за дії радіальної сили. Динамічний аналіз показав негативну пряму жорсткість, але, незважаючи на це, динамічна стійкість ущільнення забезпечується, і при розрахунку критичної частоти обертання вала важливо враховувати цю особливість.

### **1.5 Висновки до першого розділу**

Шпаринні ущільнення становлять важливу складову у конструкції механізмів, що працюють при великих швидкостях. Їх простота та надійність забезпечують ефективну роботу системи. Характеристикою таких ущільнень є їх вплив на роботу ротора, особливо його поперечні коливання. Цей вплив залежить від розміру та форми ущільнювальних зазорів. Використання конфузорних ущільнень дозволяє досягти певних переваг, таких як підвищення критичного числа обертів ротора, зниження амплітуди його вимушених коливань та розширення зони стійкої роботи системи. Одним із головних недоліків цих ущільнень є витіки робочої рідини, які можуть виникати при високих перепадах ущільнюваного тиску.

Шпаринні ущільнення, які деформуються, відкривають нові горизонти для підвищення ефективності та надійності турбонасосних агрегатів. Ці



уцільнення знаходять широке застосування в різноманітних технічних пристроях. Успішне використання шпаринних уцільнень, які деформуються, вимагає розробки та вдосконалення методів розрахунку, що враховують різноманітні фактори, такі як тиск, температура та швидкість руху робочої рідини. Це може включати в себе використання чисельних методів моделювання, експериментальних випробувань та аналізу результатів, щоб забезпечити оптимальні параметри уцільнення.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНЬОДЕФОРМОВАНИХ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ В СТАТИЧНІЙ ПОСТАНОВЦІ

### 2.1 Побудова геометрії пружньодеформованого шпаринного ущільнення

Конструкція кільця ущільнення, що деформується (рис. 2.1) має наступні розміри та конструктивні параметри:

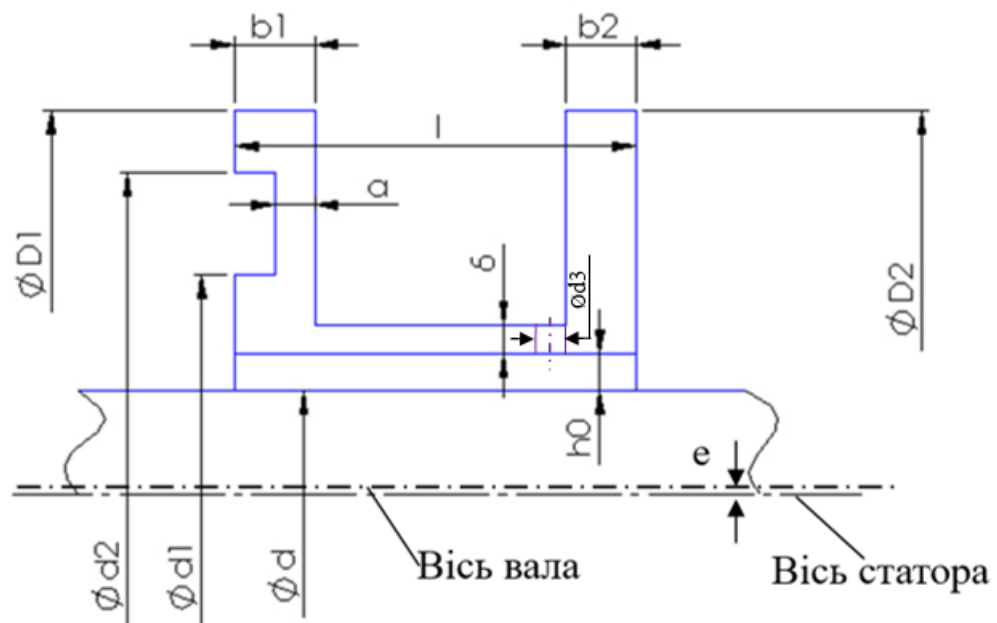


Рисунок 2.1– Конструктивна схема U-подібного ущільнювального кільця, що деформується[4]

- довжина шпарини  $l = 20$  мм;
- діаметр вала  $d = 122$  мм;
- радіальний зазор  $h_0 = 0,12$  мм;
- товщина циліндричної оболонки  $\delta = 1$  мм;
- діаметр вихідного бурта  $D1 = 150$  мм;
- товщина вихідного бурта  $b1 = 3$  мм;
- діаметр вхідного бурта  $D2 = 150$  мм;

- товщина вхідного бурта  $b_2 = 5$  мм;
- $d_1 = 130,24$  мм;
- $d_2 = 142$  мм;
- $a = 2$  мм;
- діаметр отворів  $d_3 = 1$  мм .
- ексцентриситет  $e$ .

За допомогою програмного комплексу SolidWorks була створена 3-Д модель рідини та геометрії кільця деформованого шпаринного ущільнення при різних значеннях ексцентриситету. В подальшому деталь було експортовано до програмного комплексу Ansys Student.

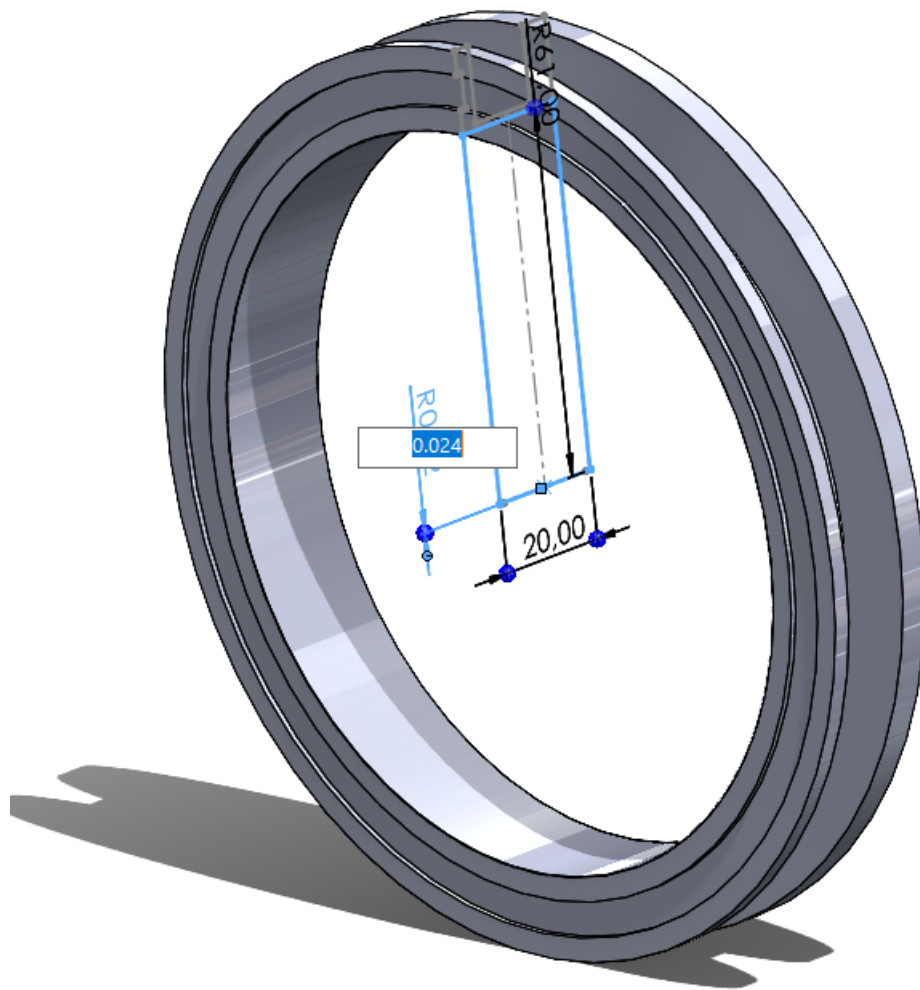


Рисунок 2.2 – Модель кільця шпаринного ущільнення

## **2.2 Дослідження статичних характеристик деформованого шпаринного ущільнення**

Для розрахунку деформованого шпаринного ущільнення було розглянуто мультифізичну задачу взаємодії рідини з металом. Потік рідини в осесиметричному зазорі з ексцентриситетом створює тиск на конструкцію. Ці навантаження призводять до деформацій кільця, що, у свою чергу, впливає на сам потік рідини. Вплив таких деформацій може як посилюватися, так і зменшуватися, що спричиняє взаємодію між рідиною та металом.

Оскільки взаємодія рідини та металу зростає, а проблема потребує більш детальної оцінки, спочатку було розглянуто автоматизоване, просте у використанні рішення під назвою одностороннє з'єднання. Одностороннє з'єднання вирішує початкове моделювання CFD або Mechanical і автоматично передає та відображає дані в іншій системі.

### **2.2.1 Дослідження течії рідини в не деформованому шпаринному ущільненні**

Шпаринне ущільнення характеризується унікальною особливістю, що полягає в зміні режиму роботи в залежності від етапу функціонування насоса. На початковому етапі, при запуску насоса, ущільнення діє як повноохоплений гідродинамічний підшипник ковзання, забезпечуючи значний зсув осі вала щодо осі втулки. Це дозволяє мінімізувати тертя та знос на старті, коли змащувальні умови ще не оптимальні. У сталому робочому режимі шпаринне ущільнення переходить у режим гідростатичної опори з малим ексцентриситетом, що забезпечує стабільну роботу насоса з низьким рівнем вібрацій та зносу, підтримуючи необхідний рівень герметичності та ефективності протягом усього часу експлуатації.

З метою дослідження особливостей роботи шпаринного ущільнення необхідно виконати комп'ютерне моделювання складної просторової течії в кільцевому каналі з різними значеннями радіального зміщення та деформації статорної втулки, використовуючи програмний комплекс ANSYS CFX. Таке моделювання дозволить визначити вплив геометричних та гідростатичних параметрів щілини на жорсткісні характеристики ущільнення. Аналіз цих характеристик є критично важливим для розуміння згинальної жорсткості ротора відцентрового насоса, оскільки вони впливають на його стабільність, відлаштування критичних частот та вплив на рівень вібрацій та ефективність роботи. Зокрема, моделювання допоможе виявити оптимальні параметри конструкції ущільнення, які забезпечать найкращі умови для надійної та тривалої експлуатації насосного обладнання на робочих режимах.

Для оптимізації ресурсів при моделюванні шпаринного ущільнення в студентській версії ANSYS, яка має обмежені по кількості елементів сітки, було прийнято рішення розраховувати лише половину кільця зазору (симетричну задачу). Це рішення обґрунтоване симетрією задачі в перерізі ущільнення по довжині.

Шпаринне ущільнення, має осьову симетрію, що дозволяє значно спростити розрахункову модель. У цьому випадку замість моделювання повного кільця ущільнення достатньо провести розрахунки для його половини. Це не тільки зменшує кількість необхідних обчислювальних ресурсів, але й дозволяє отримати результати швидше, зберігаючи при цьому точність моделі, або навіть дозволяє більш детально проаналізувати вплив геометрії на ротор.

Використовуючи програму ANSYS Meshing, створювалася розрахункова сітка за допомогою методу Sweep. Це дозволило побудувати розгорнуту сітку на моделі, яка обертається навколо осі, де вихідні і цільові межі мають загальну топологію. По товщині зазору було задано 10 елементів.

У результаті сітка налічувала 1677612 елементів. Проводилося згущення розрахункової сітки біля стінок та в напрямках входу і виходу ущільнення.

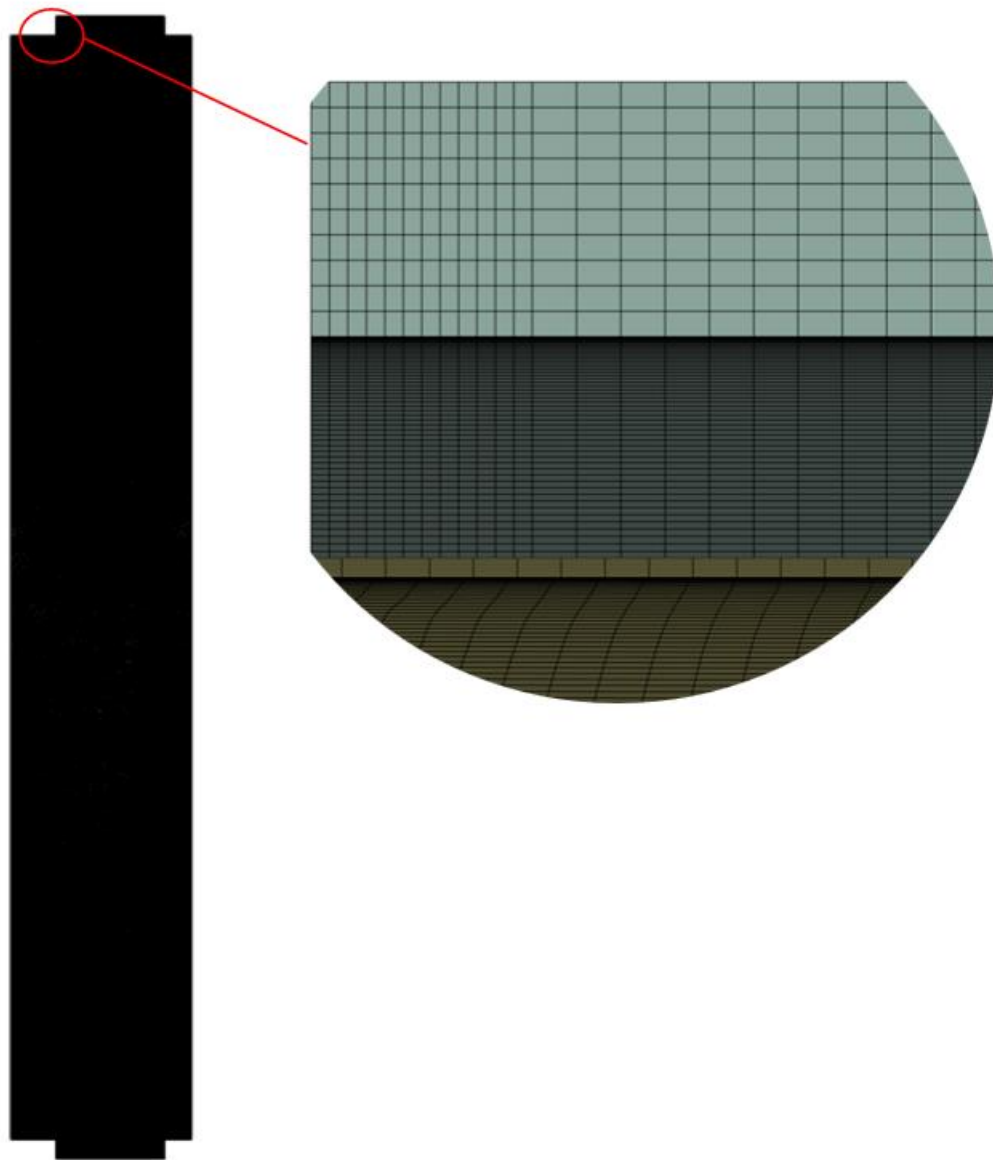


Рисунок 2.3 – Розрахункова гекса сітка рідини шпаринного ущільнення  
(Загальний вид)

У реальних моделях отвори в деформованій втулці зазвичай мають круглу форму, оскільки це простіше виконати фізично. Однак, для спрощення побудови сітки, у стінках деформованого кільця (рис. 1.2) було зроблено чотири квадратні отвори розміром 1x1.

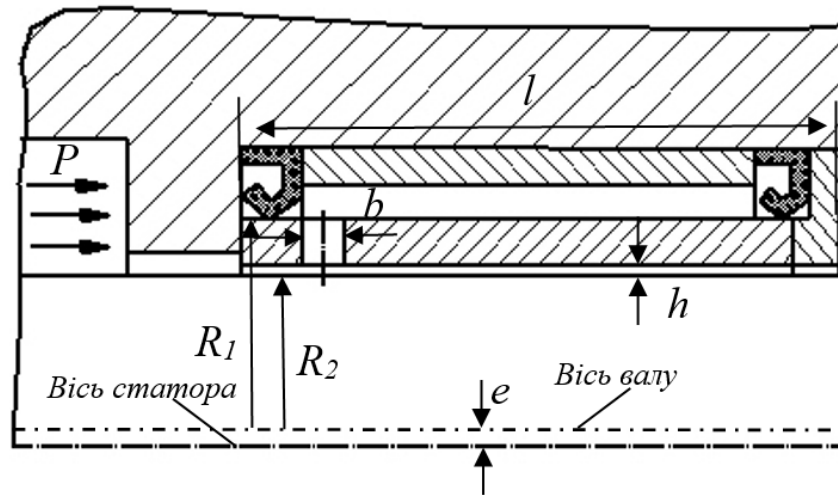


Рисунок 2.4 – Схема деформовано шпаринного ущільнення з манжетами

Для детального опису ядра потоку в місцях розміщення камер було здійснено згущення розрахункової сітки по всій моделі використовувалися гекса елементи, які є частиною структурованої сітки.

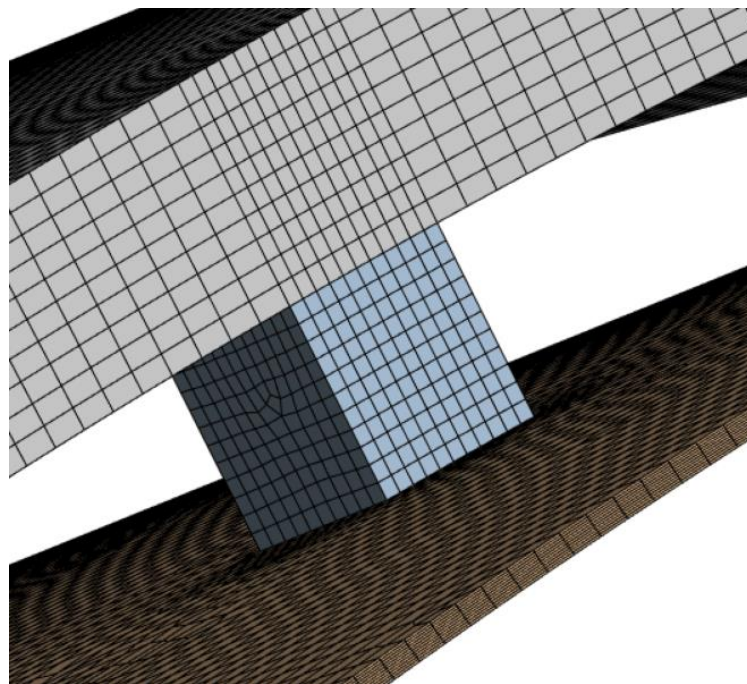


Рисунок 2.5 – Розрахункова сітка в місці розміщення камери

Після побудови сіток при різних значеннях радіальних зміщень було задано назви поверхням моделі за допомогою Named Selections: вхід (Inlet),

вихід (Outlet), контакт вала з рідиною (Shaft), нерухома частина (Stator), контакт з кільцем (Flu\_sol\_interf), отвір, через який перетікає рідина (Chamber\_walls), симетрія (Symmetry\_flu\_1, Symmetry\_flu\_2).

Під час дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричному каналі з шпаринним ущільненням у програмному комплексі ANSYS CFX. За допомогою методів скінченних об'ємів елементів розв'язувалися рівняння Нав'є-Стокса, осереднені за Рейнольдсом для турбулентної течії нестислої рідини, які моделювалися за допомогою  $k - \varepsilon$  моделі турбулентності. Досліджувалась ізотермічна течія рідини, а саме води. У стаціонарній постановці було проведено аналіз радіального зміщення валу без урахування його власного обертання.

В якості граничних умов (рис. 2.6) було задано перепад тиску 10 МПа з граничними умовами типу opening та врахуванням вхідних і вихідних витрат. Для симетричної задачі було застосовано умови обертання відносно осі обертання X. Високорейнольдсова  $k - \varepsilon$  модель турбулентності є напівемпіричною і використовується для замикання рівнянь Рейнольдса. Вона відображає два диференціальних рівняння, які описують перенос кінетичної енергії турбулентності  $k$  і швидкість дисипації турбулентної енергії  $\varepsilon$ . Встановлювалися граничні умови: величина вхідного тиску рідини 10 МПа, величина тиску на виході з ущільнення 0 МПа. Гранична умова стінок — стаціонарні стінки з відсутністю ковзання. У ході розрахунку змінювалося відносне радіальне зміщення вала формула (1.1)  $\varepsilon = 0; 0,2; 0,4; 0,6$ . Основні термодинамічні властивості води 25°C — температура, коефіцієнт динамічної в'язкості – 0.0008899 кг/(м·с) та густина – 997 кг·м<sup>3</sup> — приймалися постійними.



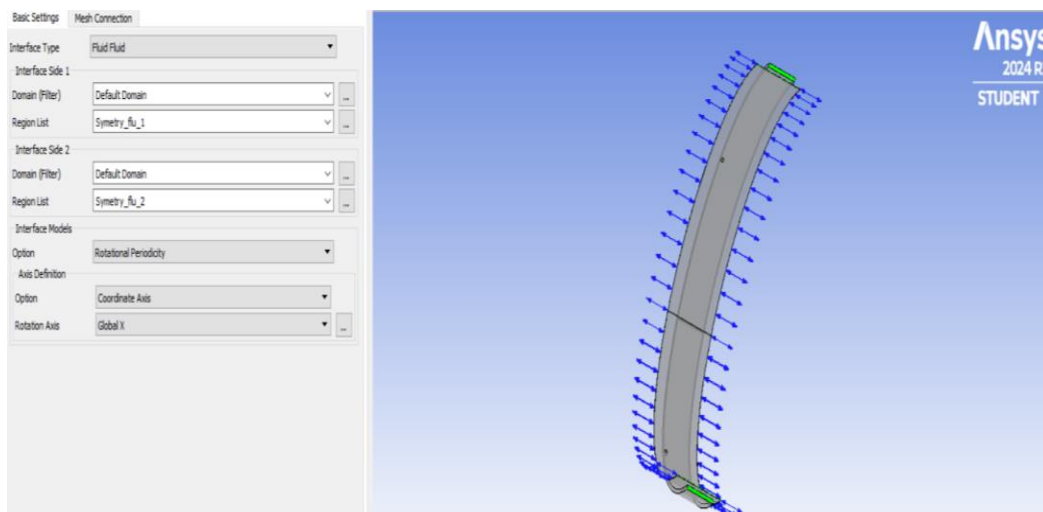


Рисунок 2.6 – Налаштування симетричної задачі

Після розрахунку перетікання рідини через шпаринні ущільнення з радіальними зміщеннями валу були отримані залежності сил та витоків при різних значеннях відносного ексцентриситету формула (2.1).

$$\varepsilon = \frac{e}{h} \quad (2.1)$$

Де  $e$  – значення радіального зміщення,  $h$  – величина середнього зазору.

Таблиця 2.1 – Значення ексцентриситетів

Відносний ексцентриситет, $\varepsilon$ при $h_0 = 0,12$	Фактичний ексцентриситет, $e[\text{mm}]$
0	0
0,2	0,024
0,4	0,048
0,6	0,072

### 2.2.2 Дослідження течії рідини в деформованому шпаринному ущільненні

З метою аналізу деформівного стану ущільнення було використано компонент Static Structural, куди була імпортована геометрія твердотільної моделі з рисунку 2.2. Наступним кроком було через пункт Geometry погасити рідину (Fluid), за допомогою функції Suppress.

Для такої моделі була побудована Hexa сітка з використання Sweep method для окружної геометрії, по товщині використовувалося мінімум 2 елементи рисунок 2.7.



Рисунок 2.7 – Загальний вид сітки деформівної втулки шпаринного ущільнення

В результаті побудови сітка склала 105633 вузлів та 18980 елементів (Рис. 2.7 – 2.8).

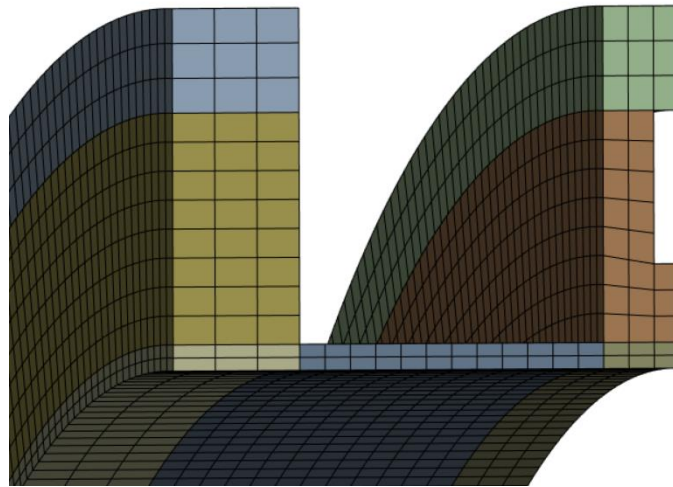


Рисунок 2.8 – Збільшений вид сітки кільця шпаринного ущільнення

На першому етапі для моделі задавалися граничні умови для осесиметричної задачі. В якості імітації статорної частини використовувалися зовнішні кільця, які було жорстко закріплено за допомогою функції Fixed Support.

F: Copy of Static Structural  
Static Structural  
Time: 1, s  
04.06.2024 20:43

- A Frictionless Support
- B Fixed Support
- C Frictionless Support 2
- D Imported Pressure

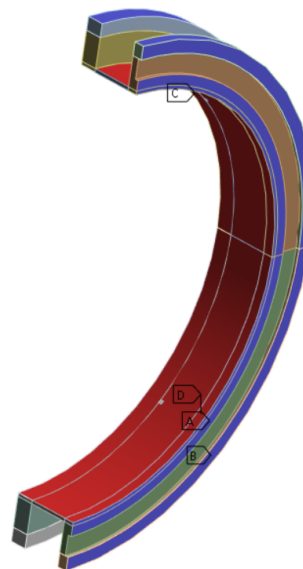


Рисунок 2.9 – Задання граничних умов

Між кільцем та статорною частиною був встановлений контакт тертя Frictional з коефіцієнтом тертя 0,3. Саме кільце було обмежене в осьовому напрямку за допомогою функції Frictionless Support, яка обмежує рух лише в перпендикулярному напрямку до прикладення. У представленій задачі таке обмеження імітує стінки корпусу машини рисунок 2.9. Основним навантаженням для такої конструкції являється імпортований тиск з computational fluid dynamics (програми для обчислення перетікання рідини Ansys CFX) рисунок 2.10.

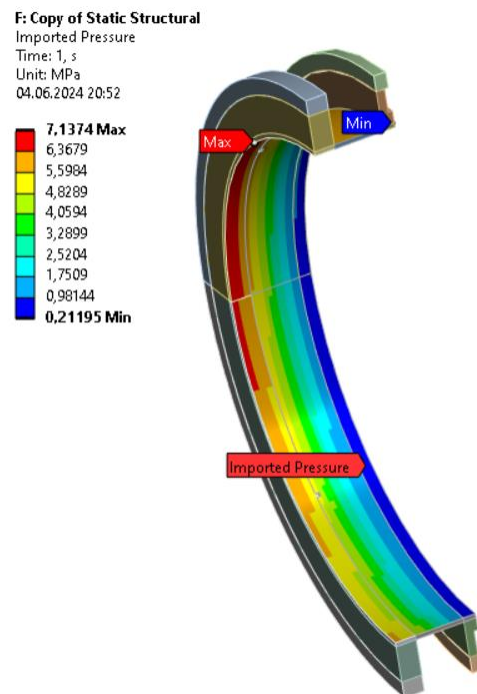


Рисунок 2.10 – Імпорт тиску з Ansys CFX до Ansys Static Structural

В результаті таких розрахунків були отримані деформації сталюого кільця, проте сам вплив такої деформації на згинальну жорсткість ротора не визначається, а лише деформація на першій ітерації розрахунку. Тому розрахунок було проведено за допомогою методу двостороннього FSI (2-way FSI), що полягає у взаємному ітераційному розв'язку задачі течії рідини через шпарину в статичній системі Fluid Flow (CFX) та деформації кільця в

залежності від перепаду тиску по ущільненні в програмі Static Structural. Зв'язок між даними комплексами реалізується через компонент System Coupling, який дозволяє проводити розрахунок між компонентами до того часу, поки задача не встановиться і результати значень які цікавлять не будуть змінюватися.

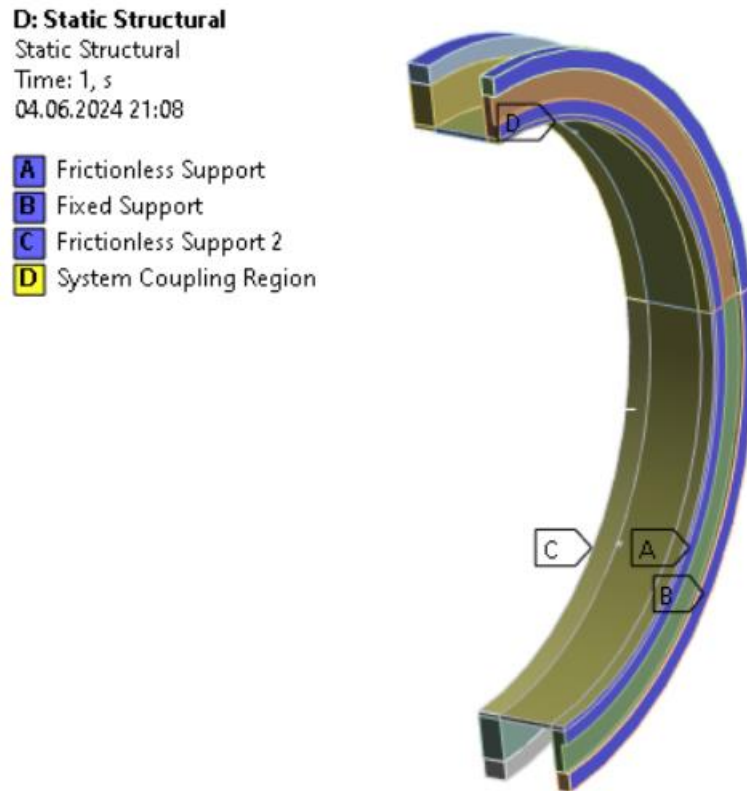


Рисунок 2.11 – Задання взаємодії між фізичними моделями за допомогою System Coupling

System Coupling керує обміном даними та координує виконання незалежних розв'язувачів. Точне фіксування складних взаємодій між фізичними моделями (зазвичай змодельованими в окремих розв'язувачах) має вирішальне значення для розуміння проблеми. Результатом є плавна конвергенція мультифізичного моделювання для високоточного мультифізичного моделювання, яке впливає на інженерні рішення.

## 2.3 Результати досліджень статичних характеристик деформованого шпаринного ущільнення

Перепад тиску та швидкість в шпаринному ущільненні є важливим параметром, який визначає ефективність та надійність ущільнення. При ексцентриситеті 0, тиск однаковий як для верхнього, так і для нижнього зазору, оскільки вони мають однакову величину зазору. Це означає, що профіль тиску по довжині ущільнення буде симетричним, а розподіл тиску буде однаковим на обох сторонах. Переходячи до значень відносних ексцентриситетів 0,2; 0,4; 0,6, де зміщення відбувається вниз по осі Y, товщина верхнього зазору стає більшою, а нижнього – меншою. Це мало б означати, що верхній зазор отримує більший тиск, ніж нижній, але в таких ущільненнях відомі входні та вихідні втрати з зазора ущільнення. Відповідно втрати на вході у верхній частині ущільнення будуть більші ніж у нижній, а втрати по довжині будуть більшими для нижньої частини ущільнення. Тому в даній роботі розглядаються ущільнення з відносно короткими шпаринами  $l/D < 1$ .

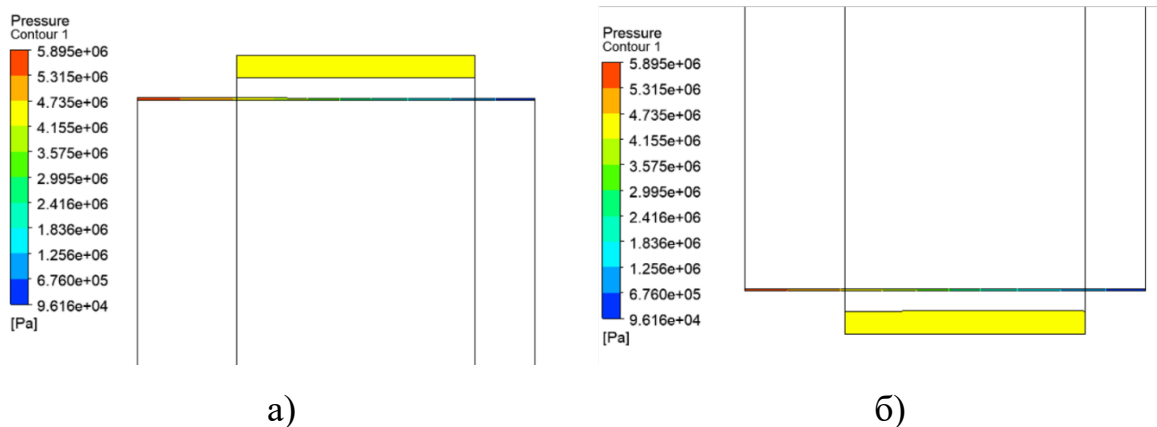


Рисунок 2.12 – Перепад тиску по довжині верхнього (а) та нижнього зазору (б) шпарини при  $\varepsilon = 0$

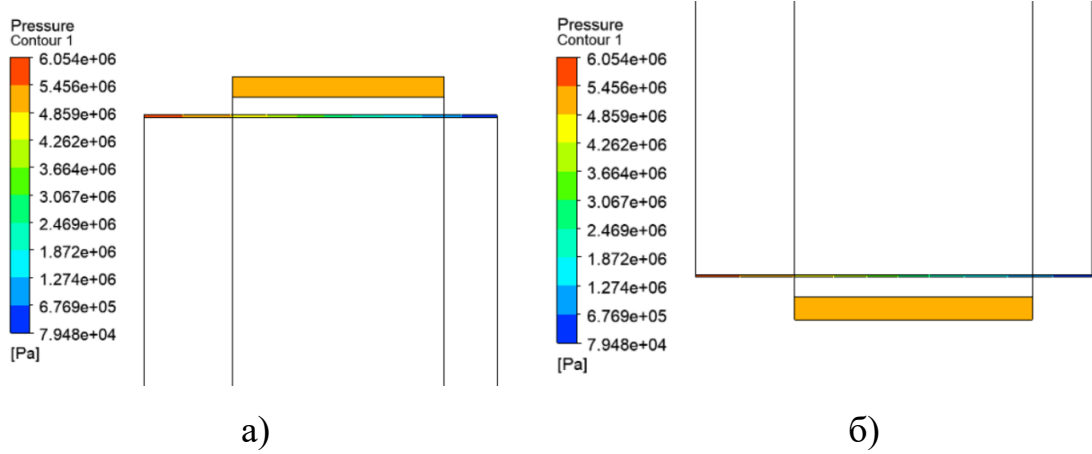


Рисунок 2.13 – Перепад тиску по довжині верхнього (а) та нижнього зазору (б) шпарини при  $\varepsilon = 0,2$

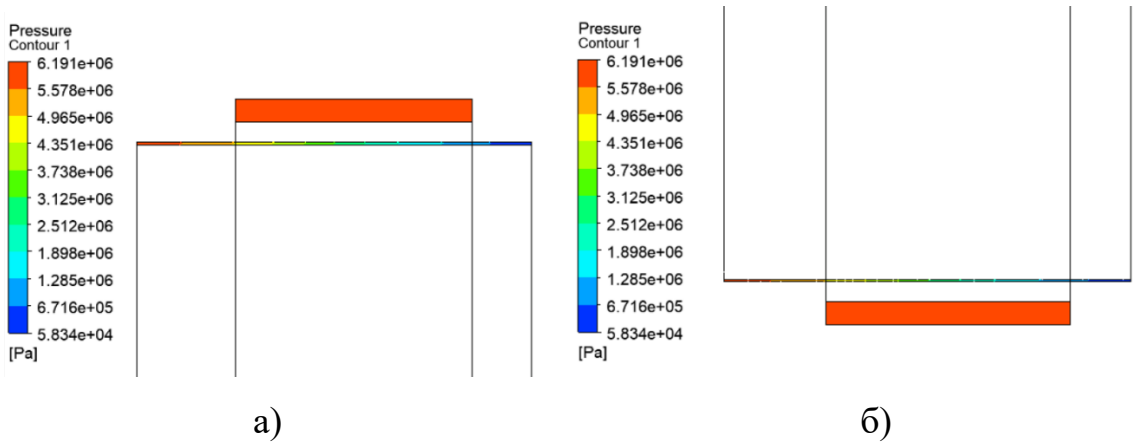


Рисунок 2.14 – Перепад тиску по довжині верхнього (а) та нижнього зазору (б) шпарини при  $\varepsilon = 0,4$

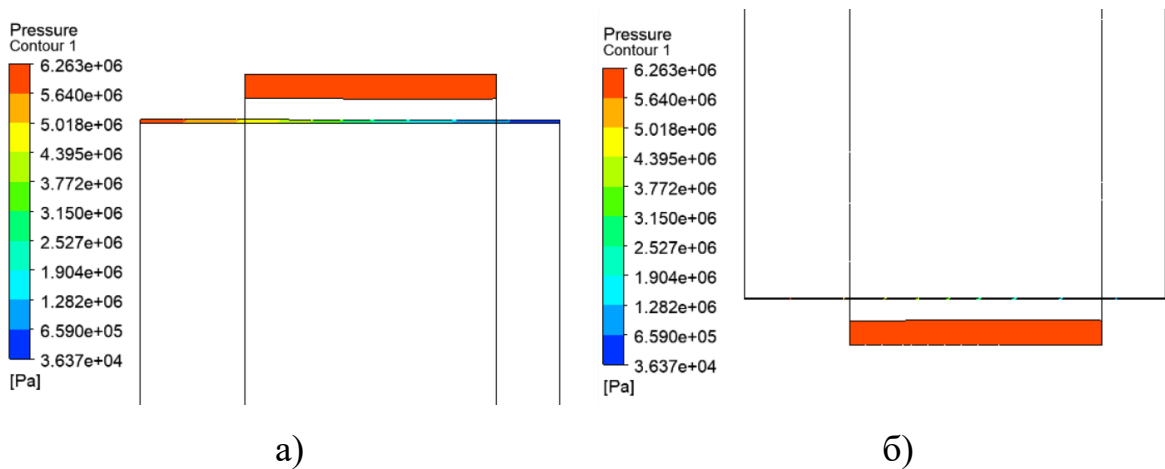
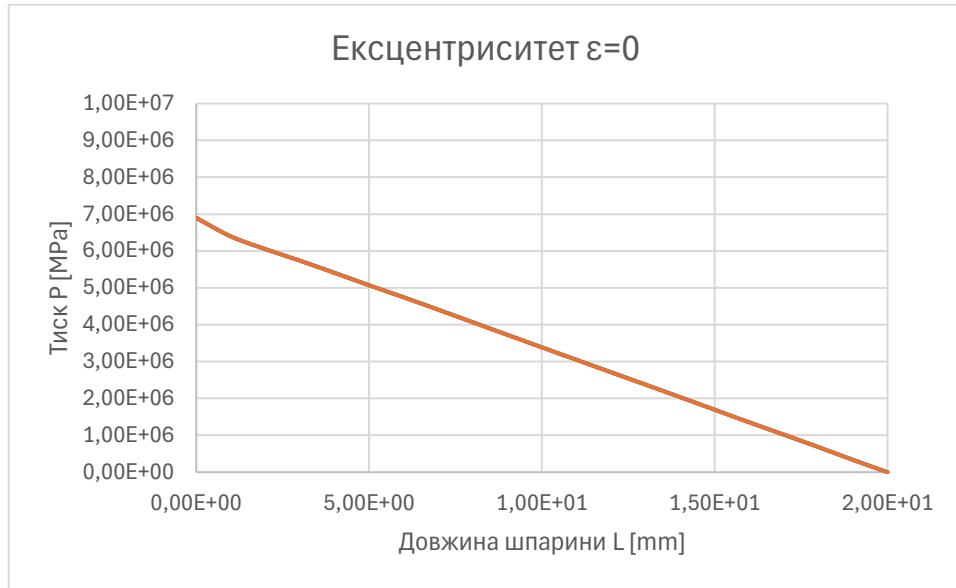
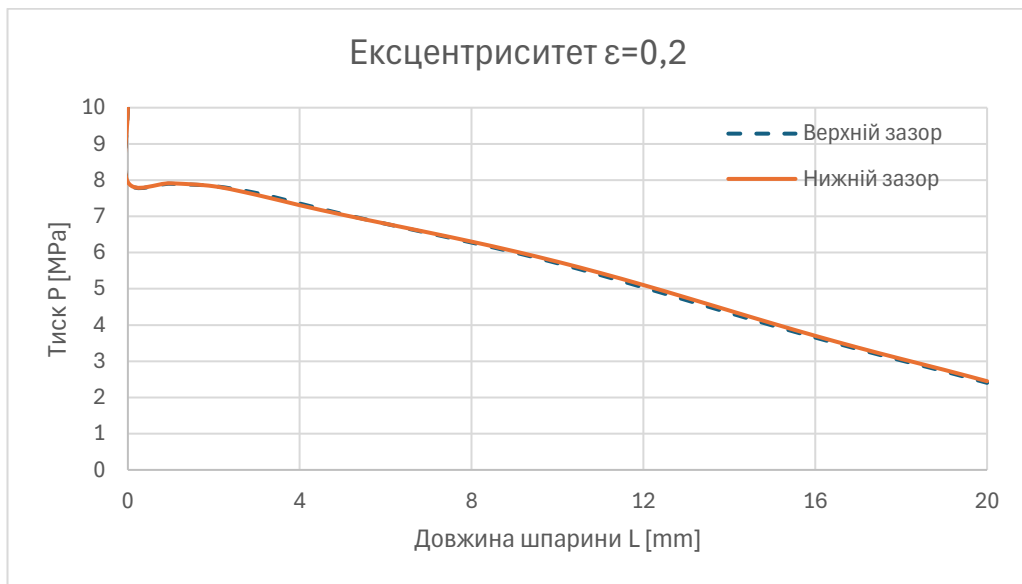


Рисунок 2.15 – Перепад тиску по довжині верхнього (а) та нижнього зазору (б) шпарини при  $\varepsilon = 0,6$

Для більшої наочності були побудовані розподіли тиску по довжині шпарини в залежності від радіальних зміщень вала  $\varepsilon$ , рисунок 2.16.

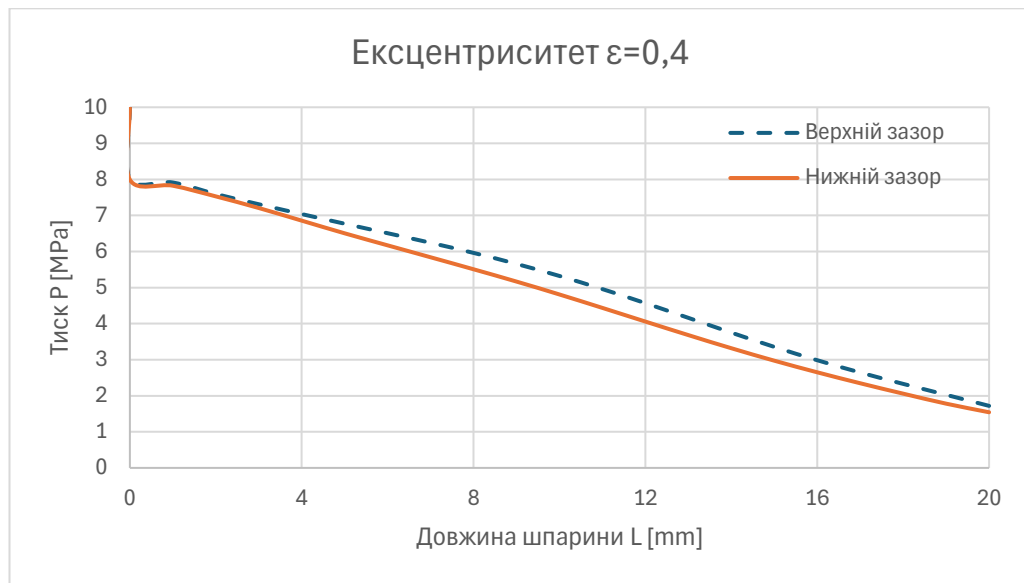


а)

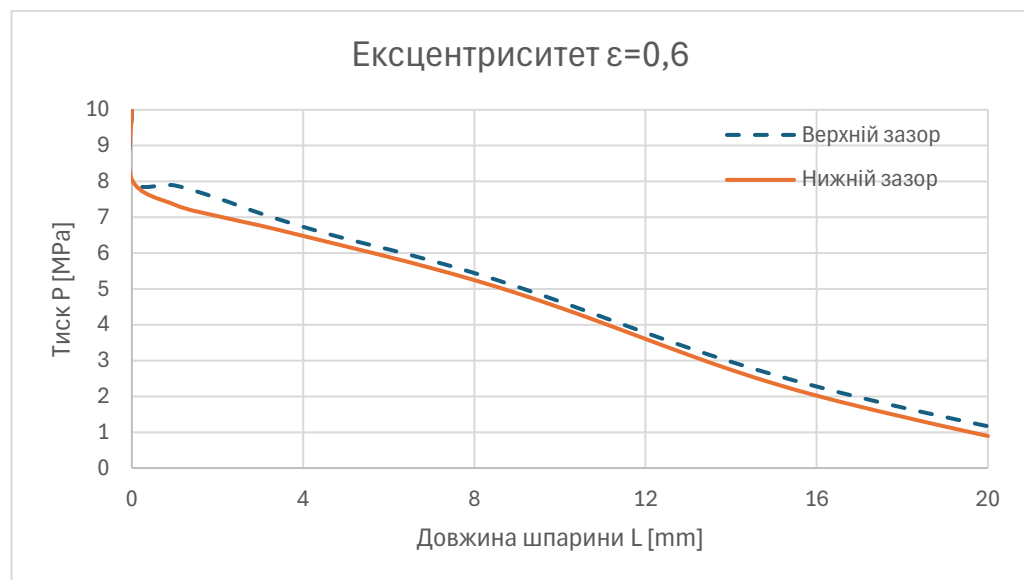


б)





в)



г)

Рисунок 2.16 – Перепад тиску по довжині шпарини при ексцентриситеті: 0 (а) 0,2 (б) 0,4 (в) 0,6 (г)

За таких умов гідростатична сила (табл. 2.2), що діє на ротор, буде збільшуватися при збільшенні ексцентриситету і буде направлена в сторону, протилежну зміщенню вала, тобто буде центрувати вал, оскільки вона пропорційна тиску та площі зазору.

Таблиця 2.2 – Розподіл сил по довжині шпарини до та після деформації при ексцентриситетах: 0; 0,2; 0,4; 0,6.

$\varepsilon$	До деформації ( $F, H$ )	Після деформації ( $F, H$ )	Відношення, %
0	0	0	0
0,2	321,3	381,8	18,8
0,4	636,7	844,6	32,6
0,6	982,5	1423,4	44,8

З таблиці 2.2 можна бачити, що після деформацій радіальні сили направлені в сторону зменшення ексцентриситету збільшуються, оскільки в конфузорних каналах середній зазор зменшується по довжині потоку збільшуючи втрати на подолання опорів тертя. Проаналізувавши рисунки 2.16, можна побачити випуклу параболу. Ця лінія відрізняється від прямої (яка зазвичай виникає при паралельних стінках каналів ущільнення), тим більше, чим більш відрізняється канал на виході від того, що на вході. Значення витоків є одним із основних чинників впливу на ККД (коефіцієнт корисної дії) насоса, в результаті досліджень було виявлено позитивний вплив при зміщенні валу та особливо після деформацій ущільнення.

Таблиця 2.3 – Розподіл витоків по довжині шпарини до та після деформації при ексцентриситетах: 0; 0,2; 0,4; 0,6

$\varepsilon$	До деформації ( $Q, л/с$ )	Після деформації ( $Q, л/с$ )	Відношення, %
0	1,542	1,441	6,5
0,2	1,362	1,251	8,1
0,4	1,381	1,075	22,5
0,6	1,198	0,921	23,1

Під час розрахунків відслідковувалася зміна параметрів витоків на вході та виході з ущільнення, оскільки це є одним із критеріїв успішного задання граничних умов та правильності розрахунку (рис. 2.17 – 2.20).

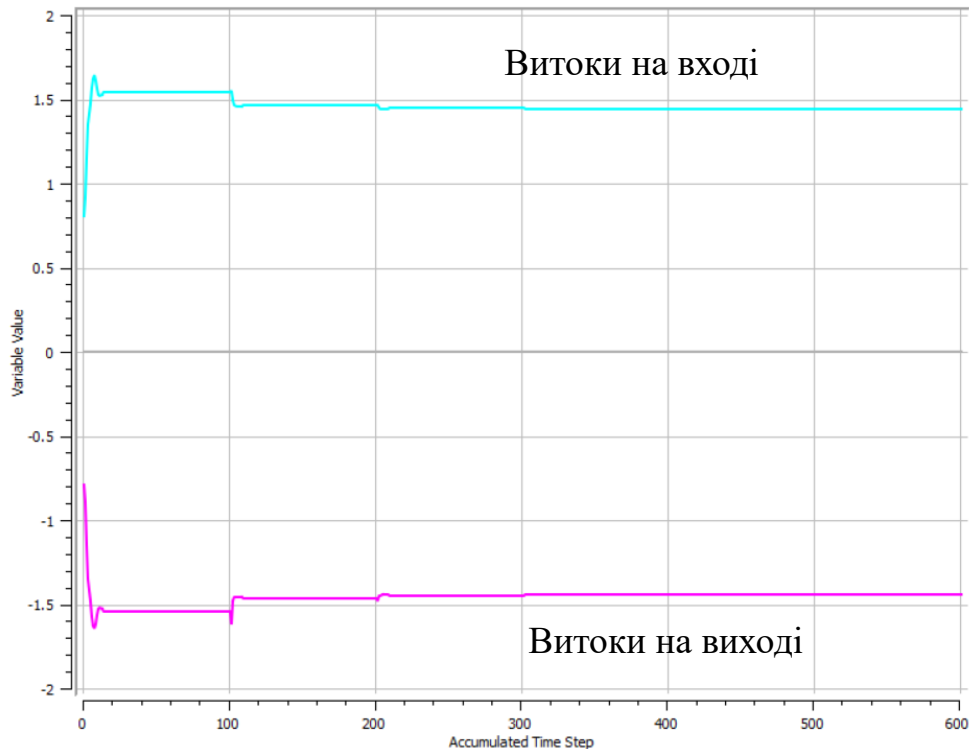


Рисунок 2.17 – Витоки через шпаринне ущільнення при  $\varepsilon = 0$

Під час розрахунку в програмному комплексі Ansys CFX були задані обмеження для збіжності задачі до  $10e-5$  або 100 ітерацій, що було достатньо для збіжності сил та витоків на одному з етапів розрахунку. З рисунка 2.17 видно, що було проведено 6 ітерацій. На перших двох з них були помітні зміни у значеннях витоків, а далі значення не змінювалися, що і призвело до завершення обчислень. У результатах таблиці 2.3 представлені відсоткові відношення між початковими результатами та результатами після деформацій кільця. Також результати чітко показують залежність витоків від ексцентриситету: чим більші значення ексцентриситетів, тим більші витоки. Це, в свою чергу, небезпечно для роботи машини, коли стінка ротора знаходиться занадто близько до статора.

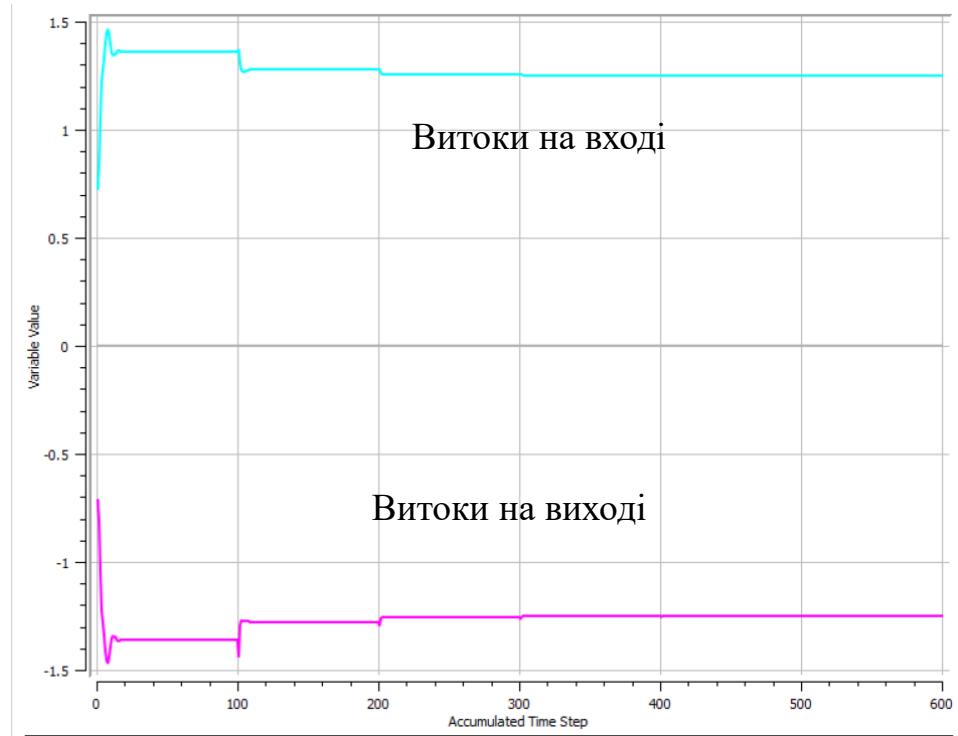


Рисунок 2.18 – Витоки через шпаринне ущільнення при  $\varepsilon = 0,2$

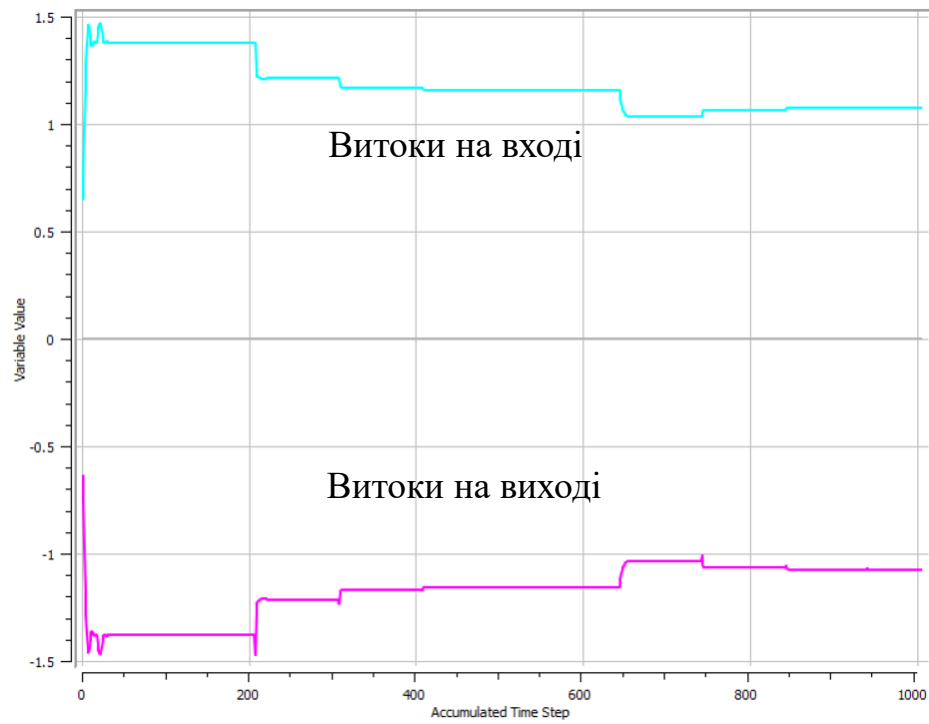


Рисунок 2.19 – Витоки через шпаринне ущільнення при  $\varepsilon = 0,4$

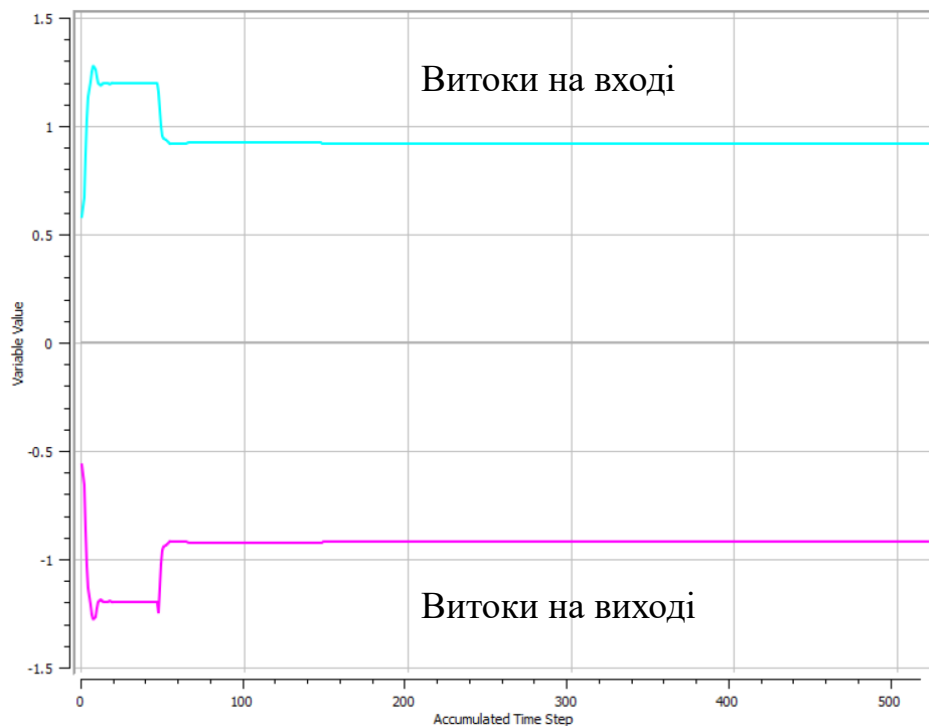


Рисунок 2.20 – Витоки через шпаринне ущільнення при  $\varepsilon = 0,6$

В залежності від розподілу тисків та швидкостей по довжині ущільнення, змінювалися гідростатичні сили (рис.2.21 – 2.23).

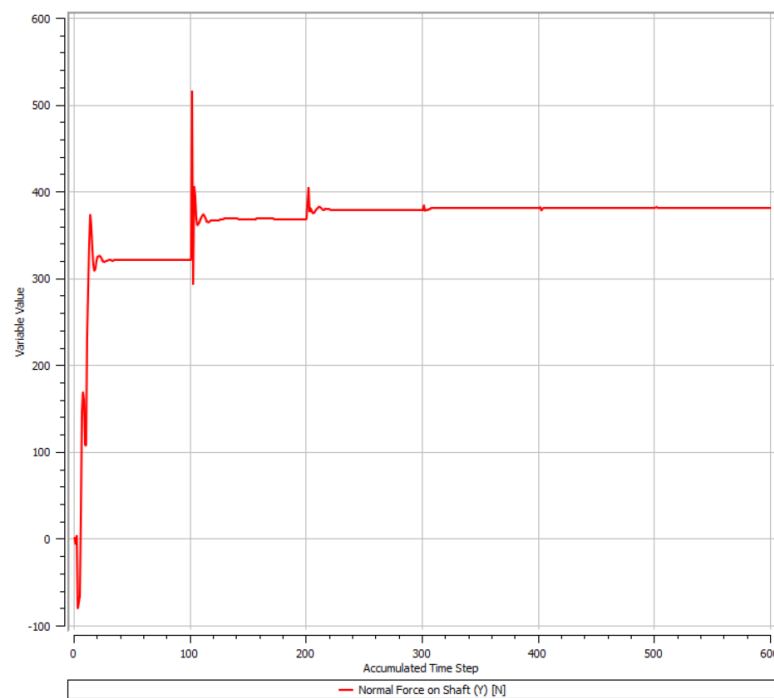
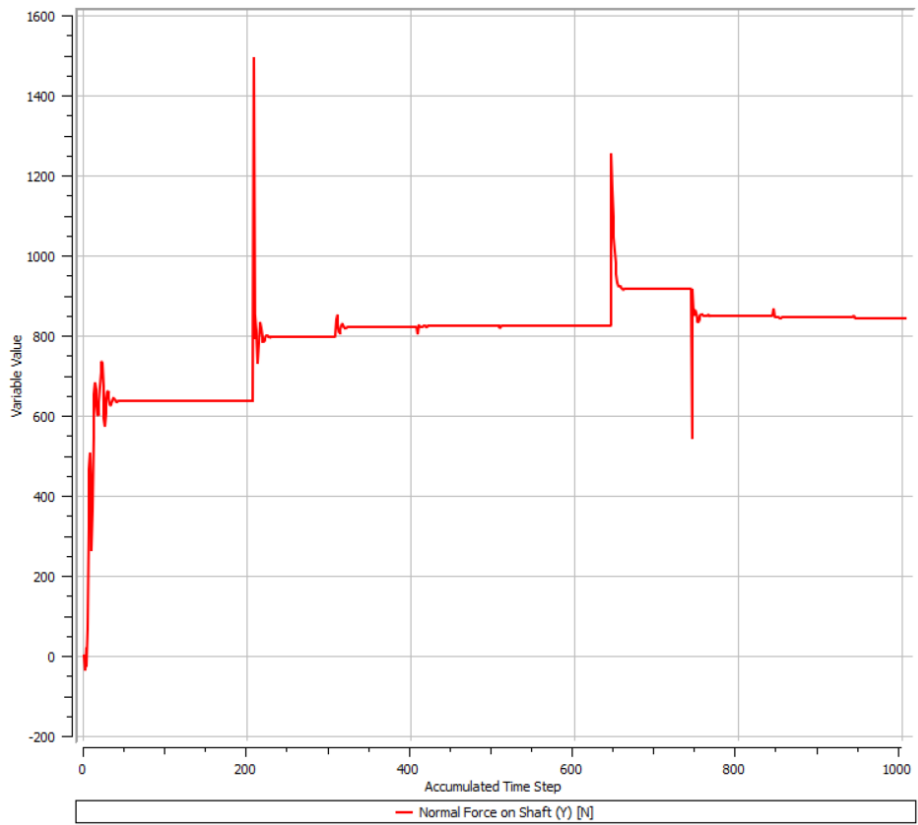
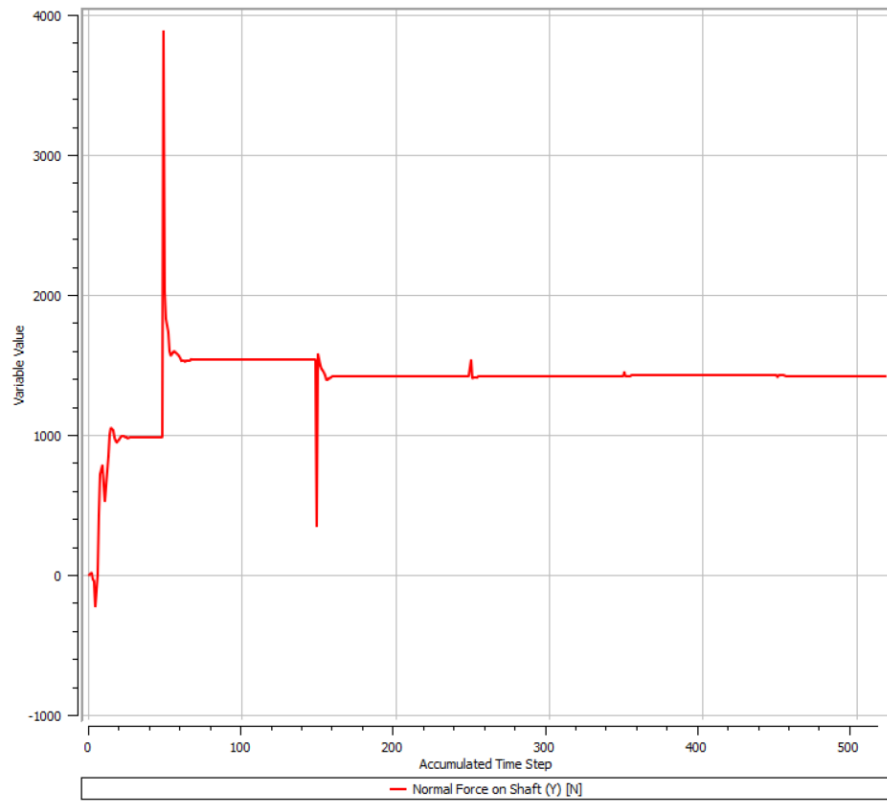


Рисунок 2.21 – Сили при  $\varepsilon = 0,2$

Рисунок 2.22 – Силы при  $\varepsilon = 0,4$ Рисунок 2.23 – Силы при  $\varepsilon = 0,6$

З розподілів сил (рисунок 2.24) можна зробити висновки, що вони змінюються за лінійним законом без деформацій, а при деформації увігнуту параболу.

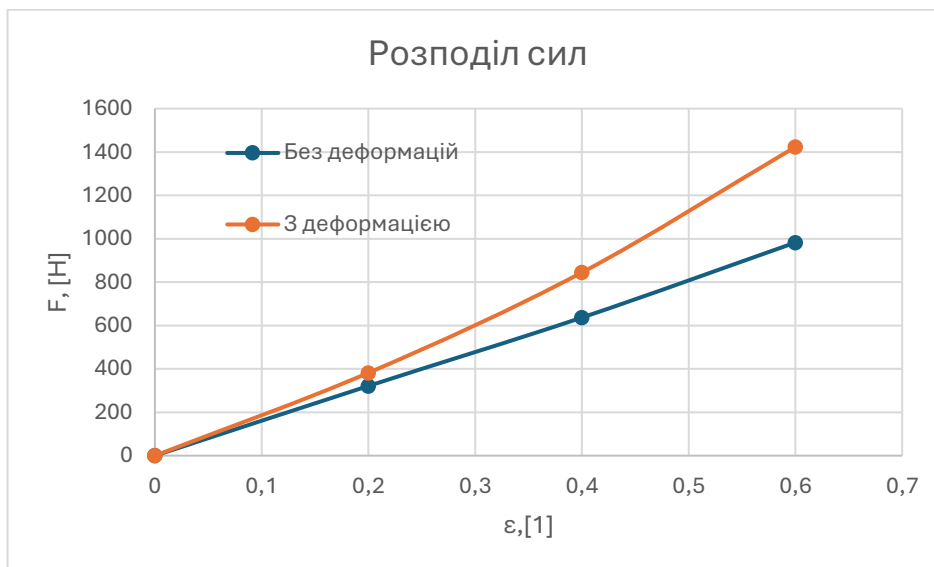


Рисунок 2.24 – Зміна радіальної сили в залежності від ексцентриситету

З витокми виходить протилежна ситуація, а саме при деформаціях в залежності від ексцентриситету вони зменшуються за лінійним законом, а в звичайних шпаринних ущільненнях (тобто в кільцях без деформацій) зміна відбувається не за лінійним законом.

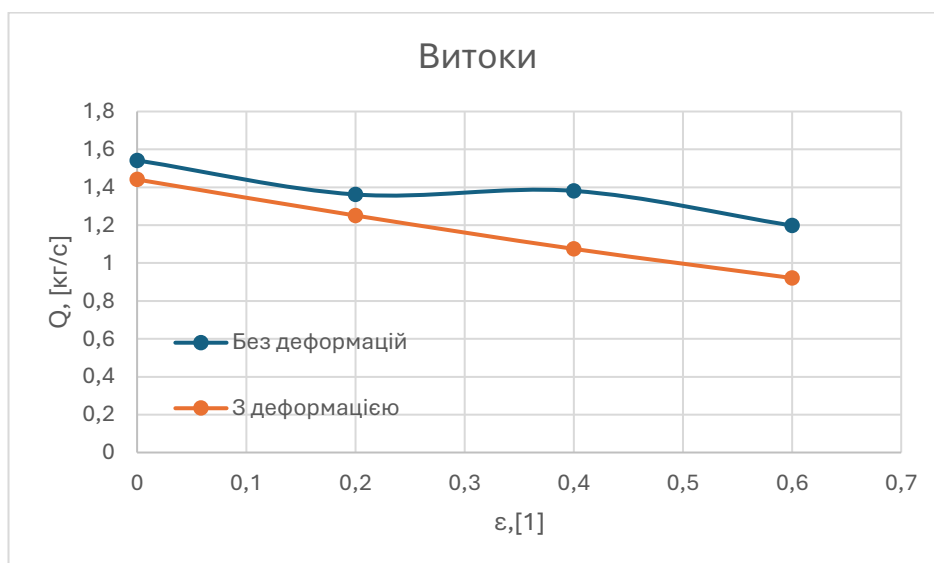


Рисунок 2.25 – Зміна витоків в залежності від ексцентриситету

Після аналізу результатів з рідиною, були проведені дослідження з аналізом деформацій кільця шпаринного ущільнення при різних значеннях відносних ексцентриситетів 0; 0,2; 0,4; 0,6:

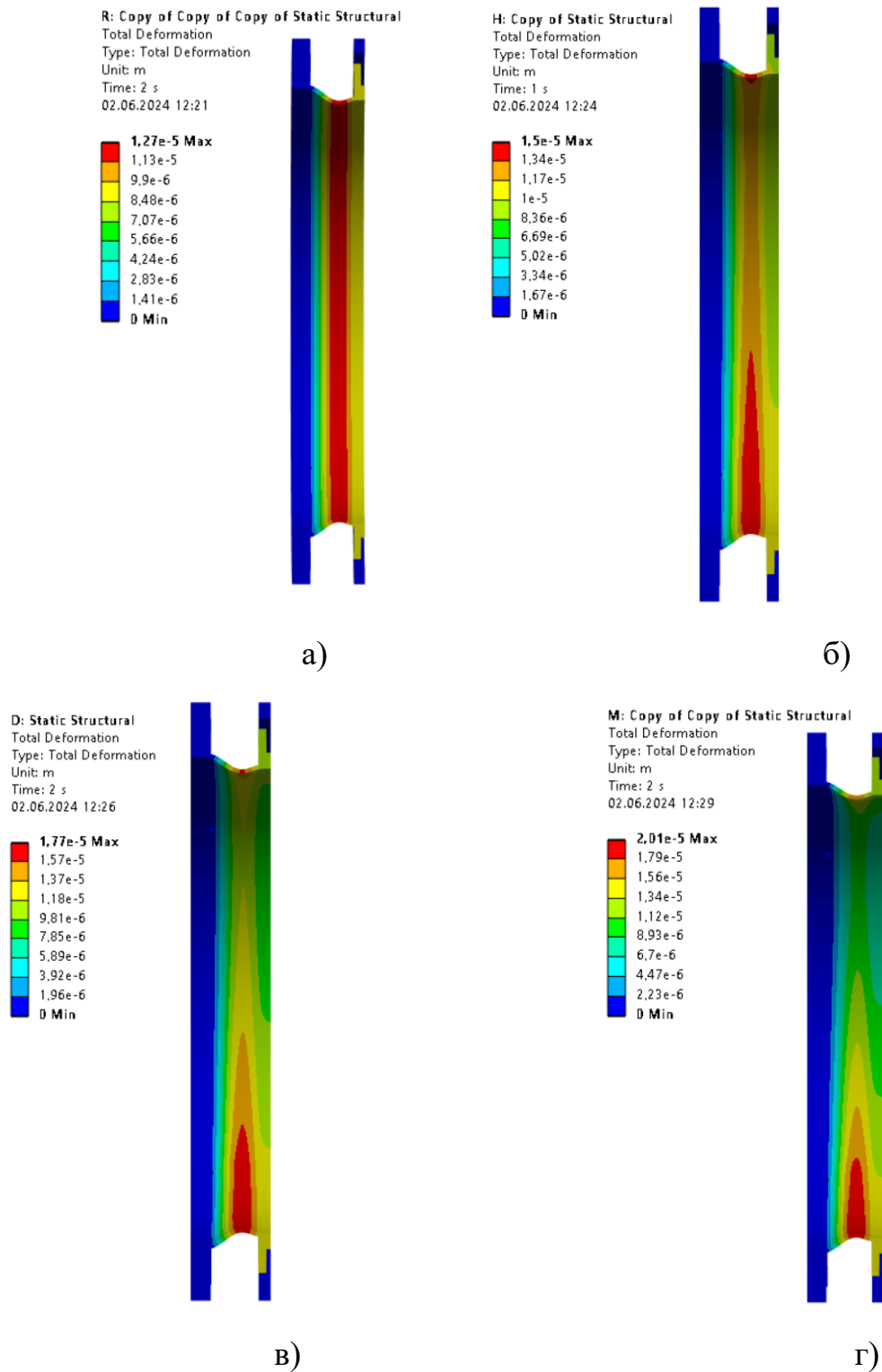


Рисунок 2.26 – деформації кільця шпаринного ущільнення при ексцентриситетах 0 - (а); 0,2 - (б); 0,4 - (в); 0,6- (г)



Найбільша деформація шпаринного кільця відбувається при максимальному досліджуваному відносному ексцентриситеті, а саме 0,2 мм, це складає 16,6% зазора, що є в межах допустимого для таких типів ущільнень.

## 2.4 Висновки до розділу

В отриманих результатах дослідження представлено детальну залежність витоків рідини та сил від радіального зміщення вала. Зокрема, було виявлено, що зі збільшенням відстані між центром вала та центром статора, в шпаринах, через які здійснюються витoki, об'єм втрат суттєво зменшується. Це означає, що при більшому ексцентриситеті, коли вал зміщується на більшу відстань від свого центрального (осесиметричного) положення, кількість рідини, що просочується через шпарину, зменшується.

Щодо сил, то зі збільшенням ексцентриситету вони також збільшуються, що позитивно впливає на згинальну жорсткість ротора. Зростання сил при збільшенні ексцентриситету сприяє покращенню стабільності ротора та підвищенню його стійкості до критичних частот. Це важливо для збереження працездатності і надійності роторної системи.

Додатково, дослідження показали, що динамічні характеристики системи значно залежать від взаємодії між витокami рідини та ексцентриситетом вала. Зменшення витоків при збільшенні ексцентриситету може сприяти зниженню втрат енергії в системі, що є важливим фактором для підвищення ефективності роботи ущільнень і роторів. *e* підкреслює важливість точного моделювання і розрахунків при проектуванні та експлуатації роторних систем з шпаринними ущільненнями.

### 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНЬОДЕФОРМОВАНИХ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

#### 3.1 Числовий аналіз витратних та динамічних характеристик шпаринного ущільнення

У даному дослідженні було проведено числовий аналіз витратних та динамічних характеристик шпаринного ущільнення відцентрового насосу з використанням складних тривимірних моделей в програмному середовищі ANSYS CFX. Під час розрахунку була врахована пряма синхронна прецесія вала по циліндричній траєкторії. На рис. 3.1 схематично показано прецесійний рух вала та сили, що виникають в рідині під час циліндричної прецесії.

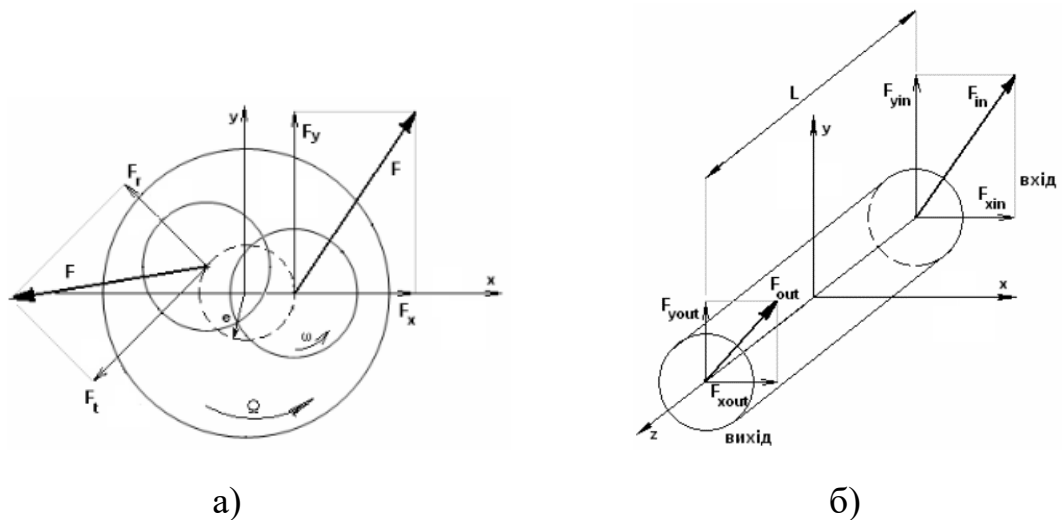


Рисунок 3.1 – Траєкторія руху вала в шпаринному ущільненні: сили (а) та моменти реакції рідини (б)

Для початку виділили критерій який представлений функціональною залежністю виду:

$$K = f(l, d, h, e, \omega, \Omega), \quad (3.1)$$

де  $l$  – довжина шпарини;  $d$  – діаметр вала;  $h$  – зазор;  $e$  – ексцентриситет;  $\omega$  – кутова швидкість обертання вала;  $\Omega$  – кутова швидкість прецесії.

Далі, для отримання даної залежності, проведемо низку чисельних випробувань з різними значеннями змінних параметрів.

Сили, що виникають в зв'язку з перепадами тиску в рідині (рис. 3.1) при незначних переміщеннях ротора уздовж осей  $x$  та  $y$ , представими в матричній формі:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} F_r & -F_t \\ F_t & F_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ e \\ y \\ e \end{Bmatrix}, \quad (3.2)$$

де при циліндричній прецесії із частотою  $\Omega$  та ексцентриситетом  $e$  :

$$\begin{aligned} x &= e \cdot \cos(\Omega t), \\ y &= e \cdot \sin(\Omega t). \end{aligned} \quad (3.3)$$

Припускаючи лінійну залежність між силою і переміщенням та ігноруючи похідні вищого порядку від переміщення, запишемо рівняння, що визначають силу та момент, у матричній формі:

$$-\{F\} = \begin{bmatrix} K & k & C & c \\ -k & K & -c & C \end{bmatrix}, \quad (3.4)$$

де  $K, k$  – коефіцієнти прямої та перехресної жорсткості, Н/м;  $C, c$  – коефіцієнти прямого та перехресного демпфірування, Н·с/м;

Для встановлення коефіцієнтів жорсткості та демпфірування ущільнення було виконано чотири розрахунки циліндричної прецесії вала з урахуванням різних частот прецесії  $\Omega$  і з ексцентриситетом  $e$  (3.3).

Відповідно результатам розрахунків здійснена апроксимація радіальної сили  $F_r$  – поліномом другого порядку щодо частоти прецесії, та тангенціальної сили  $F_t$  – поліномом першого порядку. Коефіцієнти зазначених поліномів є динамічними характеристиками ущільнення.

Використовуючи методику оцінки значень динамічних характеристик ущільнень та застосовуючи відповідні рівняння розглядають коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

$$\begin{cases} \frac{F_r}{e} = -K - \Omega c + \Omega^2 M \\ \frac{F_t}{e} = -k - \Omega C \end{cases}, \quad (3.5)$$

На основі отриманої системи рівнянь бачимо, що  $F_r$  – квадратична, а  $F_t$  – лінійна функції відносно  $\Omega$ .

За допомогою системи рівнянь (3.5) визначимо величини коефіцієнтів жорсткості та демпфірування шпаринного ущільнення.

З використанням наступних параметрів проведено експериментальне визначення динамічних коефіцієнтів шпаринного ущільнення:

Таблиця 3.1 – Параметри кільцевого шпаринного ущільнення

Радіус, мм	61,06
Зазор, мм	0,12
Довжина, мм	20
Ексцентриситет, мм	0,012
Перепад тиску, МПа	10
Швидкість обертання ротора, Гц	50

Вода, розглянута як робоча рідина, вважається нестисливою та має постійні властивості:

густина, кг/м <sup>3</sup>	997
динамічна в'язкість, Па/с	$8,899 \cdot 10^{-4}$

Створена 3-х вимірна модель шпаринного ущільнення, що містить 30000 елементів-гексаєдрів (рис. 3.2).

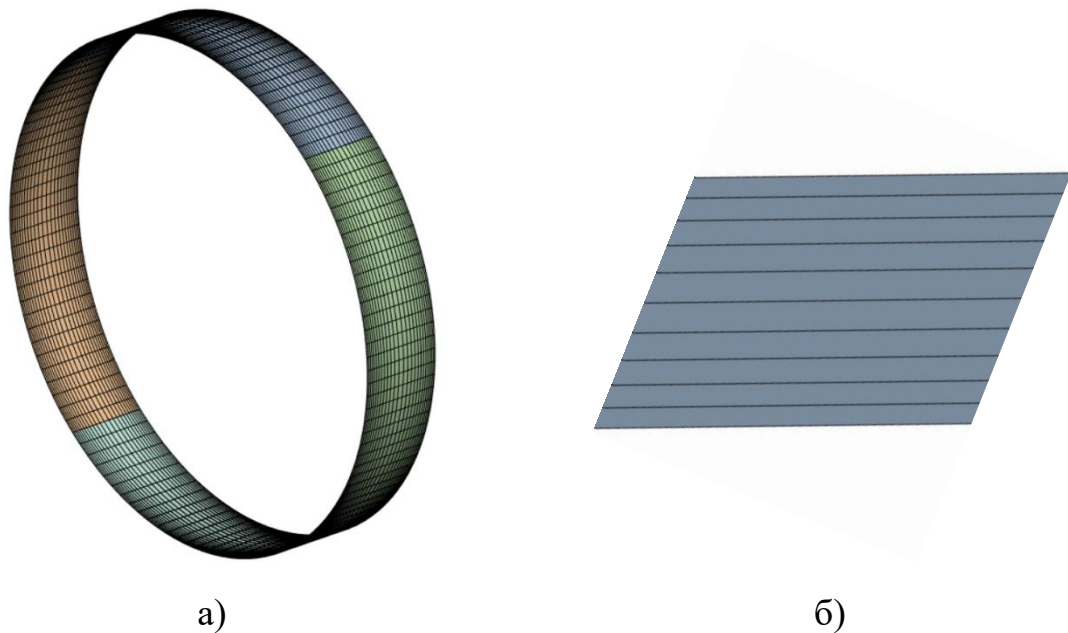


Рисунок 3.2 – Сітка: загальний вигляд (а), зазор (б)

Кількість елементів в осьовому напрямку – 25 (рис. 3.2 а), а в радіальному – 10 (рис. 3.2 б). Пристінковий шар відтворений за допомогою згущення біля стінок, яке було більшим на вході і на виході з метою більш детального описання вхідних та вихідних витрат.

У програмному комплексі ANSYS-CFX моделювання руху рідини в шпаринному ущільненні проводилося за допомогою стандартної  $k - \epsilon$  моделі турбулентності з функцією стінки. Під час розрахунку перехідного процесу було розглянуто два повних оберти вала, розділених на 40 ітерацій. Для встановлення коефіцієнтів жорсткості й демпфірування ущільнення було здійснено 4 розрахунки при різних швидкостях прецесії (2000 об/хв, 3000

об/хв, 4000 об/хв, 5000 об/хв). Отримані значення сил представлені в таблицю 3.2.

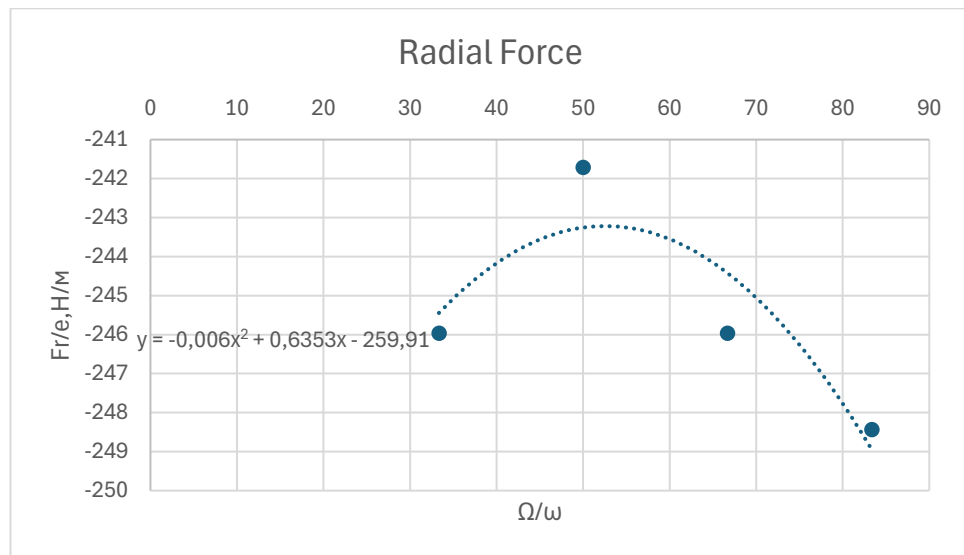
Таблиця 3.2 – Значення сил при різних частотах прецесії

$\Omega$ , Гц	$F_r$ , Н	$F_t$ , Н
33,33	-245,96	-81,63
50	-241,71	-66,19
66,66	-245,96	-81,63
83,33	-248,43	-102,51

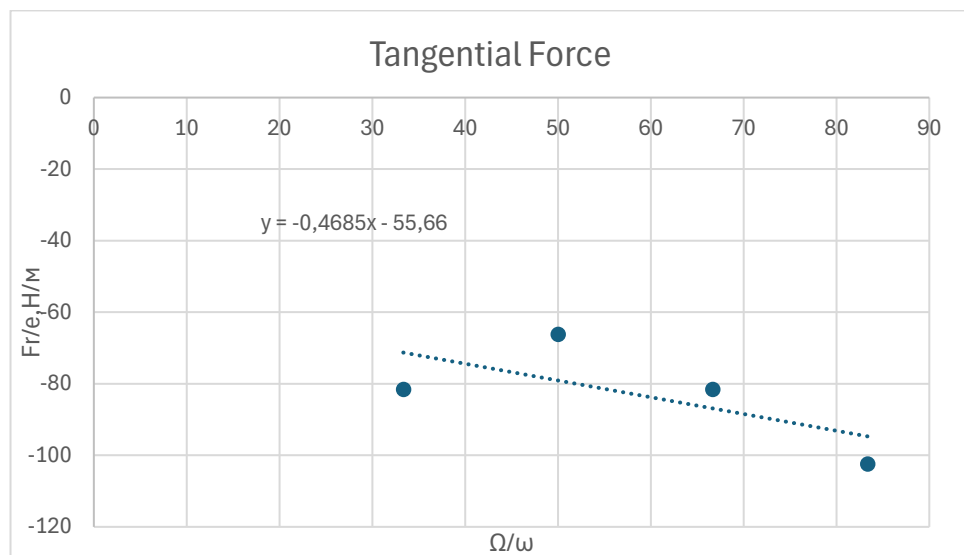
Згідно з розрахунками, радіальна сила  $F_r$  була апроксимована поліномом другого порядку відносно частоти прецесії, а дотична сила  $F_t$  – поліномом першого порядку (3.5). Отримані рівняння були приведені до виду:

$$\begin{cases} \frac{F_r(\Omega)}{e} = -259,91 + 0,6356 \cdot \Omega - 0,006 \cdot \Omega^2 \\ \frac{F_t(\Omega)}{e} = -55,66 - 0,4685 \cdot \Omega \end{cases}, \quad (3.6)$$

На рис. 3.3 а, б наведені криві радіальних та тангенціальних сил від відносної частоти прецесії. На основі системи рівнянь (3.6) були знайдені значення коефіцієнтів жорсткості, демпфірування й приєднаних мас: коефіцієнт приєднаної маси  $M = 0,006$  кг, коефіцієнти прямої жорсткості  $K = 259,91$  Н/м, коефіцієнт перехресної жорсткості  $k = 55,66$  Н/м, коефіцієнт прямого демпфірування  $C = 0,4685$  Н·с/м, коефіцієнт перехресного демпфірування  $c = 0,6356$  Н·с/м.



а)



б)

Рисунок 3.3 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил

В роботі проводився аналіз динамічних характеристик «короткої» ( $l/D \approx 0,16$ ) щілини, було досліджено декілька характерних випадків течії рідини в ущільненнях в статичній постановці (при необертвовому валі) з різними значеннями радіального зміщення валу.

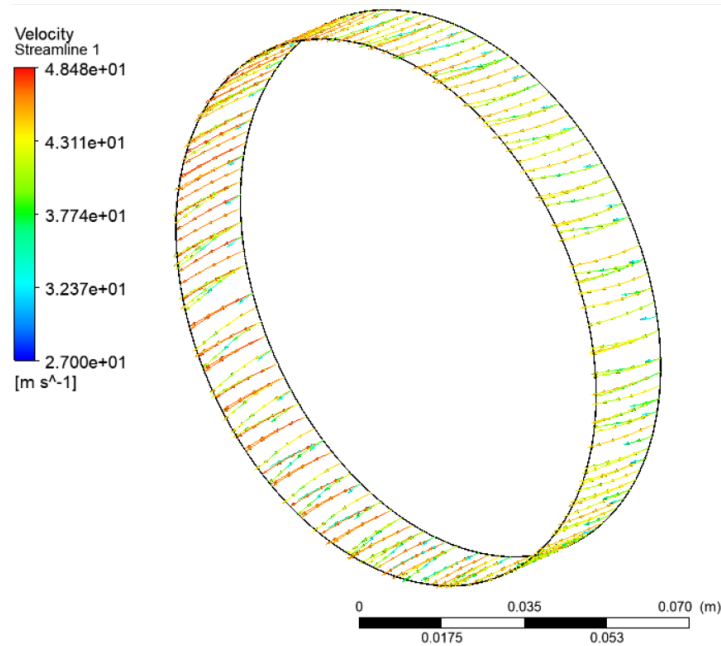


Рисунок 3.4 – Лінії струму для «короткої» щілини при турбулентному характері течії

### 3.2 Висновки до третього розділу

У третьому розділі дипломної роботи було детально описано методику дослідження динамічних характеристик шпаринних ущільнень. Було відпрацьовано визначення коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткостей, а також демпфірування для досліджуваної конструкції без врахування деформацій. Позитивні значення прямої жорсткості вказують на позитивний вплив такого ущільнення на динаміку ротора та налаштування критичних частот.

З розподілу ліній струму можна зробити висновок, що на потік майже не впливає закрутка потоку за рахунок обертання ротора з прямою синхронною прецесією. Це свідчить про те, що динамічні характеристики ущільнення здатні підтримувати стабільність ротора, зменшуючи можливість виникнення нестабільних коливань.



## ВИСНОВКИ

У даній роботі проведено огляд літератури, присвяченої різним типам ущільнень та їх застосуванню. Особлива увага приділена шпаринним ущільненням. Встановлено, що деформації позитивно впливають на вібраційний стан ротора, особливо при створенні конфузорного зазору уздовж шляху течії рідини або газу. Окрім цього, розглянуто сучасні дослідження, що стосуються розрахунків динамічних характеристик ущільнень.

У другому розділі проведено аналіз статичних характеристик деформованого шпаринного ущільнення в залежності від ексцентриситету. В результаті були отримані розподіли тисків, сили, витоки та деформації, які виникають в конструкції.

Дослідження показали, що ексцентриситет суттєво впливає на розподіл тиску всередині шпаринного ущільнення. При збільшенні ексцентриситету спостерігається нерівномірний розподіл тиску, що може призводити до підвищення локальних навантажень на матеріал ущільнення. Це, в свою чергу, може спричиняти додаткові деформації конструкції.

Аналіз сил, що діють на ущільнення, виявив, що зі збільшенням ексцентриситету зростають і сили, що впливають на ротор. Це підтверджує, що збільшення ексцентриситету сприяє підвищенню згинальної жорсткості ротора, що може мати позитивний вплив на його динамічні характеристики та стабільність.

Вивчення витоків рідини через ущільнення показало, що при збільшенні ексцентриситету об'єм втрат рідини зменшується. Це відбувається через зміну геометрії зазору, яка обмежує потік рідини. Зменшення витоків може бути корисним для підвищення ефективності системи та зниження енергетичних втрат.

Деформації, що виникають в конструкції ущільнення під впливом зовнішніх сил і тиску рідини, були також детально проаналізовані. Максимальні значення деформацій 0,02 мм, що складає 16,6% від зазору і є допустимим значенням для таких конструкцій.

У третьому розділі дипломної роботи детально описано методику дослідження динамічних характеристик шпаринних ущільнень. Було відпрацьовано визначення коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткостей, а також демпфірування для досліджуваної конструкції без врахування деформацій. Позитивні значення прямої жорсткості вказують на позитивний вплив такого ущільнення на динаміку ротора та налаштування критичних частот. З розподілу ліній струму можна зробити висновок, що на потік майже не впливає закрутка потоку за рахунок обертання ротора з прямою синхронною прецесією.

Отримані результати можуть бути використані для оптимізації конструкції ущільнень, покращення їх експлуатаційних характеристик та підвищення загальної ефективності роторних систем. Це, в свою чергу, може сприяти зниженню витрат на обслуговування та підвищенню надійності роботи обладнання в цілому.

Таким чином, проведені дослідження підтверджує важливість врахування динамічних характеристик шпаринних ущільнень при розробці і експлуатації роторних систем. Використання отриманих даних дозволить поліпшити проектні рішення, забезпечити більшу стабільність та ефективність роторних механізмів, а також мінімізувати ризики, пов'язані з їх роботою.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Позовний, О. О. Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів: дис. ... д-ра філософії: 133. Суми, 2021. 181 с.
2. Зубахін, О.М. Використання гідродинамічних ефектів у шпаринних ущільненнях для підвищення технічного рівня відцентрованих насосів [Текст]: Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук / О.М. Зубахін. - Суми: Вид-во СумДУ, 2011. - 164 с. – СумДУ
3. Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин: звіт про НДР (проміжний) / Керівн. В.А. Марцинковський. - Суми: СумДУ, 2009. - 99 с.
4. Zahorulko, A., Borsuk, S., Peczkis, G. (2022). Computational analysis of sealing and stability of a deformable floating and fixed rings of an annular seal. *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 9(1), pp. D20-D29, doi: 10.21272/jes.2022.9(1).d4
5. 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.
6. 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.
7. Kamal, M. M. (April 1, 1968). "A High Pressure Clearance Seal." *ASME. J. of Lubrication Tech.* April 1968; 90(2): 412–416.
8. Yuan Z., Chen J. Influences of Floating-ring Seal Parameters on Clearance Leakage. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020.

9. Design method and research of high temperature gas floating ring seal with slightly variable gap / R.-j. Shi et al. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021.
10. Mitsuhiro Kuroki, Masato Miyake, Hiroyuki Hirama, Mitsuaki Morita, Eiji Ozawa. (2015). Life Improvement of Floating Seal. Technical Paper. Komatsu technical report, Vol. 61, No 168, 1-6.
11. Борсук С. А. Числовий аналіз герметичності та динамічної стійкості деформованого плаваючого шпаринного ущільнення : робота на здобуття кваліфікаційного ступеня магістра : спец. 131 - прикладна механіка / наук. кер. А. В. Загорулько. Суми : Сумський державний університет, 2023. 51 с.
12. 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.