

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра комп'ютерної механіки ім. Володимира Марцинковського

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**бакалавра**

**на тему**

**Розрахунковий аналіз статичної стійкості ущільнення з плаваючим  
кільцем, що деформується**

Виконав: студент 4 курсу групи КМ–81/1

Борсук С. А.

Рівень підготовки: бакалавр

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в  
механіці

Керівник: доц. Загорулько А. В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А. В.

Суми – 2022

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 50 с., 24 рис., 4 табл., 76 джерел.

### КІЛЬЦЕ, ШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ, КОНФУЗОР, ГІДРОСТАТИЧНА СИЛА, СТІЙКІСТЬ

Об'єкт дослідження – гідродинамічні процеси та деформації кільця, що виникають у шпаринному ущільненні.

Мета роботи – підвищення точності розрахунків статичних характеристик шпаринного ущільнення.

Методи досліджень – чисельний розрахунок методом скінчених елементів задачі гідропружності; порівняння з експериментальними методами для перевірки якості розрахунку.

Експериментальні дослідження довели, що шпаринні ущільнення позитивно впливають на ротор. Але це досягається у випадку створення конфузороного зазору у напрямку течії рідини. Оптимальним варіантом конструкції є шпаринне ущільнення, яке деформується або конструкція ущільнення з плаваючим кільцем, яке деформується. Під час роботи агрегату, кільце, яке деформується утворює конфузороний зазор. Це сприяє зменшенню витоків та рівня вібрації ротора. Також можливість радіального переміщення плаваючого кільця надає можливість виконувати конструкцію ущільнення з меншими радіальними зазорами, що, у свою чергу, позитивно впливає на термін експлуатації та характеристики насоса або компресора.

Основною задачею роботи є розв'язання задачі гідропружності за допомогою методів обчислювальної механіки для конструкції ущільнення з плаваючим кільцем, яке деформується, отримання величин радіальної сили в зазорі в залежності від конусності зазору та аналіз його статичної стійкості. Перевірка обчислювальної моделі шляхом порівняння результатів розрахунку базової конструкції ущільнення з результатами експерименту відомими з літератури.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ .....	7
1.1 Різновиди ущільнень.....	7
1.2 Особливості роботи ущільнень у турбонасосних агрегатах .....	9
1.3. Гідродинаміка шпаринних ущільнень .....	12
1.4 Ущільнення з плаваючими та напіврухомими кільцями .....	17
1.5 Стан теорії та методів розрахунку шпаринних ущільнень.....	20
1.6 Вплив деформацій на характеристики кільцевих каналів. Конструкції та методи розрахунку шпаринних ущільнень, що деформуються .....	22
1.7 Висновки .....	30
2 ДОСЛІДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ, ЩО ДЕФОРМУЄТЬСЯ .....	32
2.1 Огляд минулих експериментальних досліджень статичних характеристик шпаринного ущільнення.....	32
2.2 Огляд минулих аналітичних розрахунків статичних характеристик шпаринного ущільнення.....	34
2.3 Чисельний розрахунок статичних характеристик шпаринного ущільнення.....	37
2.4 Порівняння результатів та висновок.....	40
ВИСНОВКИ.....	42
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ .....	43

## ВСТУП

Якщо озирнутися на минулі роки і століття, то легко переконатися в тому, що з розвитком цивілізації безперервно зростають потреби в перекачуванні та переробці великих мас рідких і газоподібних продуктів [1]. Однією з найважливіших проблем у цій сфері є проблема створення надійних та герметичних ущільнень. Таке становище зумовлено, з одного боку, великими ущільнювальними тисками та коловими швидкостями, які з кожним роком зростають, з іншого боку – дуже жорсткими вимогами до герметичності і надійності, які збільшуються разом зі зростанням параметрів.

У сучасному насосному обладнанні широкого поширення набули безконтактні ущільнення шпаринного типу. Особливість даних ущільнень полягає в їхньому безпосередньому впливі на вібраційний стан роторів. В залежності від конструктивного виконання ущільнень гідродинамічні сили, що виникають в них, можуть надавати на ротор як центруючий, так і децентруючий вплив. Головним недоліком таких ущільнень є відносно великі витоки перекачуваної рідини, які знижують коефіцієнт корисної дії (ККД) насосів. Тому розробка та розрахунок нових конструкцій шпаринних ущільнень, забезпечуючи малі витоки при гарантованій безконтактній роботі ротора є актуальним і в той же час складним завданням, оскільки необхідно шукати компроміс між цими суперечливими вимогами. Таке положення визначає важливість досліджень, спрямованих на підвищення герметизуючої здатності та вібраційної надійності безконтактних ущільнень роторів швидкохідних насосів та зменшення трудомісткості розрахунків.

Основною задачею роботи є розв'язання задачі гідропружності за допомогою методів обчислювальної механіки для конструкції ущільнення з плаваючим кільцем, яке деформується (з урахуванням контактної тертя кільця з корпусом і його радіального зміщення), отримання величин радіальної сили в зазорі в залежності від конусності зазору (конфузорність та дифузорність) та аналіз його статичної стійкості.

## 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

### 1.1 Різновиди ущільнень

Ущільнення – пристрій для поділу середовищ, запобігання або зниження витоків середовищ через рухомі або роз'ємні нерухливі з'єднання. Спільними елементами різних видів ущільнень є ущільнювані поверхні та забезпечуючий герметичність ущільнювач. На працездатність ущільнення впливають експлуатаційні, конструктивні, технологічні, техніко-економічні та екологічні фактори. Найважливішими з них є: властивості робочого та навколишнього середовищ, режими роботи, властивості матеріалів герметизованого з'єднання та ущільнювача, допустимі межі витoku, ресурс, загальний термін експлуатації, токсичність та хімічна агресивність середовищ. [2] Одним з найпростіших ущільнень є графітове ущільнювальне кільце (Рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Графітове ущільнювальне кільце

Ущільнювачем називають спеціальну деталь (елемент) контактної ущільнювальної пристрою. В безконтактних ущільненнях таким виступає розділювальна рідина, газ або суміш, яка заповнює порожнину ущільнення. Існує багато варіантів класифікації ущільнень. Нижче наведені деякі з них.

Відповідно до властивостей матеріалу і характеру виробництва:

- механічні (сталеві або графітові кільця);
- гумові або еластомірні (манжети, гумові кільця);
- рідинні;
- композиційні;
- набивні.

В залежності від конструктивного виконання:

- контактні;
- безконтактні;
- роздільні

За основними експлуатаційними особливостями, обумовленими властивостями ущільнювача:

- проточні;
- гідростатичні;
- гідрогазодинамічні;
- механічні;
- еластичні;
- набивні;
- діафрагмові.

Під час герметизації відповідальних об'єктів, наприклад циркуляційного насосу першого контуру на атомній електростанції та установки хімічної промисловості, де неприпустимі витіки робочого середовища, використання простих ущільнень недоцільно. Для максимального зменшення витоків (або їхнього усунення), збільшення ресурсу та надійності рухомих з'єднань створюють ущільнювальні

комплекси, які складаються з декількох ступенів ущільнень та систем змащення, захисту, охолодження.

## 1.2 Особливості роботи ущільнень у турбонасосних агрегатах

Ущільнення ротора турбонасоса служать для запобігання або обмеження витоків рідини з порожнин високого в порожнині низького тиску, розділених парами лементів статора і ротора. Витоки рідини в відцентрових насосах можуть відбуватися за наступними каналами (Рис. 1.2-1.3): 1) через ущільнення робочих коліс; 2) через міжступеневі ущільнення; 3) через кінцеві ущільнення ротора. Проблемою складання надійних і герметичних ущільнень турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів займаються більше сімдесяти років. Спочатку в рідинних ракетних двигунах застосовувалися азбестові сальники, різні металеві кільця, а також манжетні ущільнення, виготовлені з пропитаної шкіри [3].

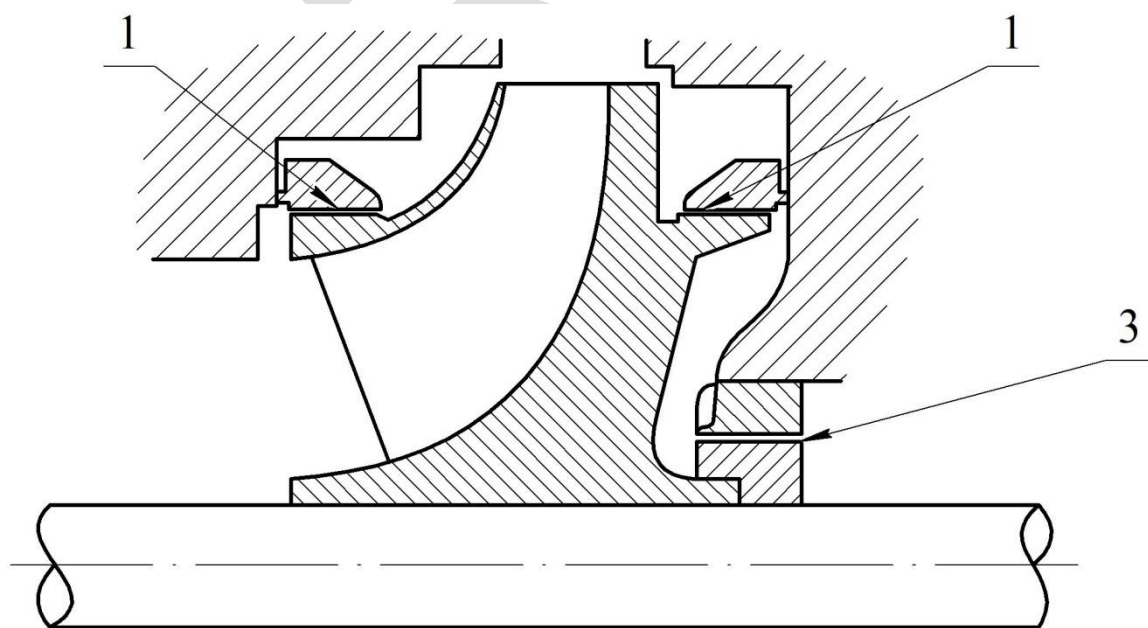


Рисунок 1.2 – Одноступеневий насос

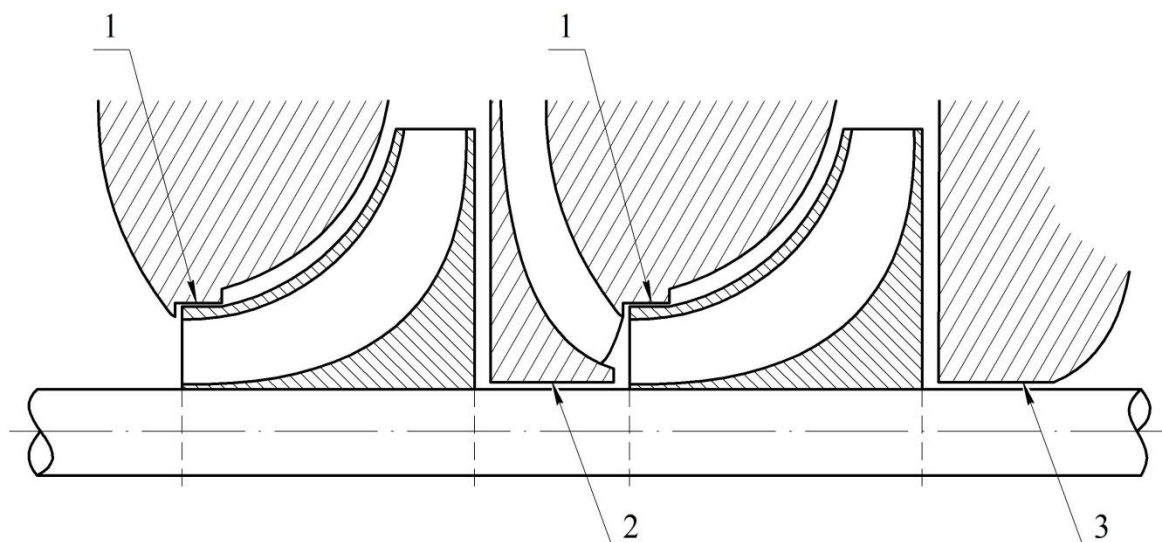


Рисунок 1.3 – Двоступеневий насос

Наступним етапом стало застосування торцевих ущільнень, забезпечених сільфонами, а згодом внутрішніми пружинами. Однак в умовах надшвидкісних режимів виникло багато невирішених проблем, і насамперед, проблем охолодження поверхонь, що труться і забезпечення в безпечній роботі агрегату. Турбонасоси високого тиску, що використовуються в сучасних рідинних ракетних двигунах, працюють при кутових швидкостях обертання валу до 75 тис. об/хв, лінійних швидкостях на зовнішній поверхні валу до 300 м/с та ущільнюваних тисках до 50 МПа [4, 5, 6, 7]. У цих умовах безконтактні ущільнення є єдиними доцільними або навіть єдиними практично застосовними, хоча б як перша ступінь ущільнення.

Безконтактні ущільнення характеризуються наявністю гарантованого зазору між ущільнювальними поверхнями та роботою з постійними витоками без зношування цих поверхонь. Витоки рідини після ущільнення можуть бути зібрані та, якщо це необхідно, повернені в область всмоктування. Наявність постійної циркуляції ущільнювального середовища забезпечує можливість роботи ущільнення без значного нагрівання. При високих ущільнюваних перепадах тиску проблема охолодження ущільнювальних поверхонь практично відпадає. Це є важливою перевагою безконтактних



ущільнень, дуже важливою ущільненні рідин з низькою температурою кипіння і особливо рідкого кисню (у ракетобудуванні).

Відомо, що перепад тиску на ущільненнях проточної частини відцентрового насоса пропорційний квадрату частоти обертання ротора. Оскільки ущільнення турбонасосних агрегатів працюють при високих і надвисоких осьових числах Рейнольдса [8], що відповідає автотурбулентній області турбулентної течії, то можна вважати, що витрати через ущільнення зростає пропорційно швидкості обертання ротора. Він може становити до 40% від загальної витрати через робоче колесо [6]. Таким чином збільшені витрати перекачуваного середовища суттєво знижують продуктивність гідравлічних манін, погіршують об'ємний та загальний коефіцієнт корисної дії. Тому при проектуванні безконтактних ущільнень важливо отримати найменші можливі витрати, особливо на високих параметрах.

У насосах, що працюють на високих частотах обертання можуть виникнути підвищений рівень вібрації, що має резонансну природу, та нестійкі режими, що супроводжуються автоколиваннями деталей машин з неприпустимо великою амплітудою. Вирішальний вплив на виникнення цих явищ мають ущільнення. У процесі доведення живильного паливного турбонасосного агрегату рухової установки багаторазового транспортного космічного корабля "Space Shuttle" [8] виявилось, що вдосконалення підшипникових опор, застосування різних демпферів сухого тертя поза ущільненням дало значно менші результати. Удосконалення ущільнювальних вузлів дозволило вивести турбонасосний агрегат на номінальний режим при стійкій роботі ротора, в результаті відпала потреба реконструкції всієї машини.

Ще однією важливою проблемою є забезпечення безконтактної роботи ущільнювального вузла на перехідних режимах розгону та вибігу ротора машини. Центруюча сила в ущільненнях при цьому незначна, тому можливий контакт ущільнюючих поверхонь, якщо не вжито спеціальних заходів. Таким чином, у сучасних турбонасосних агрегатах питання

зниження витоків і забезпечення надійності роботи на різних режимах є рівноцінними.

Прагнення до максимального задоволення цих вимог зумовило появу різноманітних конструкцій ущільнень, які можна спостерігати в сучасній техніці. Переваги та недоліки кожної групи ущільнень досить повно освітлені в наступних роботах [4, 9, 10, 11, 12, 6, 13].

Шпаринні ущільнення є найбільш простими та надійними ущільненнями гідравлічних машин. Ці фактори зумовили їх широке застосування в турбонасосних агрегатах енергетичних установок. Результати порівняльних випробувань та доведення ущільнень турбонасосних агрегатів показують [6,8], що у питаннях надійності роботи гладкі шпаринні ущільнення мають безперечну перевагу в порівнянні з іншими видами ущільнень, а в деяких випадках є єдиними ущільненнями, що дозволяють усунути вкрай небезпечні нестійкі режими турбонасосних агрегатів.

За усіх переваг шпаринних ущільнень їх головним недоліком є порівняно великі витoki рідини, що ущільнюється, особливо за високого тиску. Тому найважливішою задачею вдосконалення цільових ущільнень є підвищення їх герметизуючої здатності.

### **1.3. Гідродинаміка шпаринних ущільнень**

Герметизуюча дія шпаринних ущільнень забезпечується втратами потенційної енергії ущільнюваного середовища при вході в зазор, на тертя при русі в зазорі і на турбулентне перемішування потоку. Рух обмежувальних шпарину поверхонь певною мірою впливає на гідравлічні опори кільцевих дроселів та при ексцентричному положенні ущільнювальних кілець ротора призводить до появи додаткових радіальних гідродинамічних сил [4].

У сучасних турбонасосних агрегатах найбільшого поширення отримали радіальні шпаринні ущільнення (Рис. 1.3) та ущільнення з плаваючими кільцями (Рис. 1.2) [8, 14, 6, 5]. Плаваючі кільця мають радіальну рухливість, що дозволяє зменшити радіальні зазори і забезпечити цим кращу

герметичність у порівнянні зі звичайними шпаринними ущільненнями. Однак ущільнення з плаваючими кільцями можуть бути прихованим джерелом небезпечних режимів роботи. Дослідження гідродинамічних сил в ущільненнях необхідне для віброаналізу роторів, розробки ефективних способів їх стабілізації, оцінювання динамічних напружень деталей машин.

Розглянемо силові фактори в шпаринному ущільненні для випадку обертання ротора навколо свого геометричного центру та руху центру ротора по круговій замкнутій траєкторії з постійним ексцентриситетом  $e$  щодо центру ущільнення (Рис. 1.4).

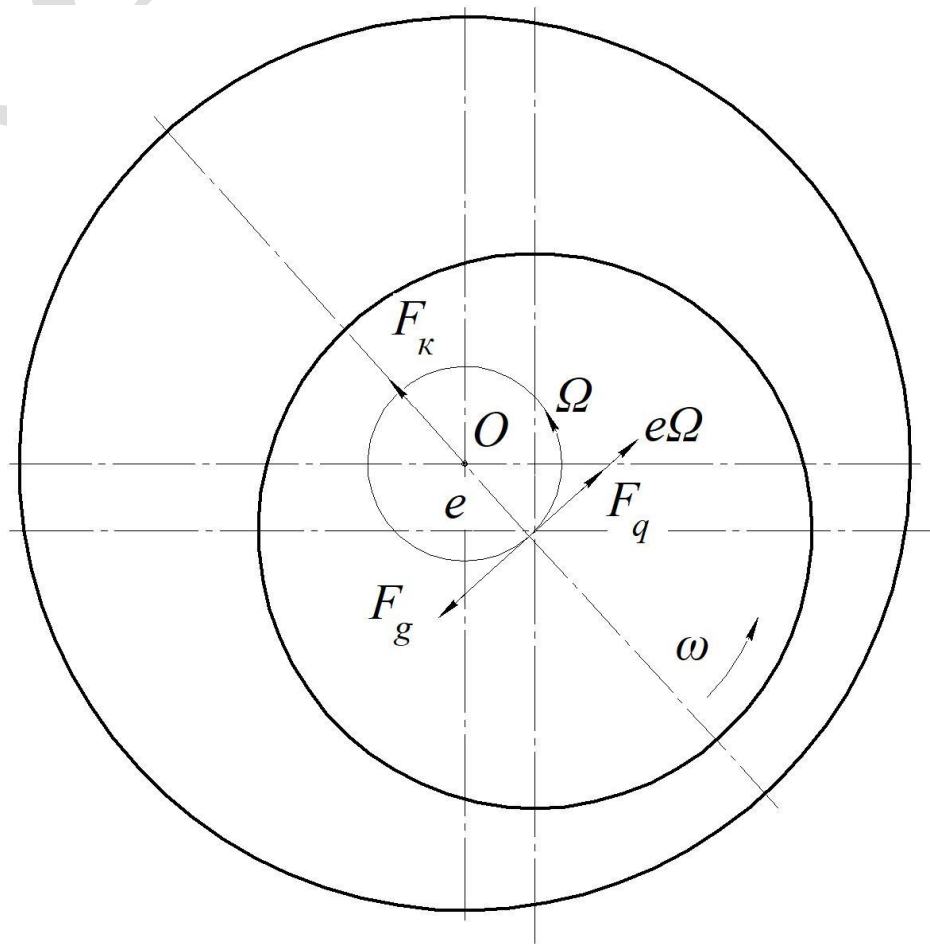


Рисунок 1.4 – Схема сил, що діють на ротор у шпаринному ущільненні

У циліндричному ексцентричному зазорі завдяки змінному по колу падінню тиску на вході  $\Delta P_{11}(\varphi, z)$  (див. на прикладі плаваючого кільця, Рис. 1.5) виникає гідростатична центруюча сила  $F_k$ . У плаваючому ущільненні та сила переміщує кільце як жорстке тіло в радіальному напрямку відповідно до

прецесійного руху ротора. У шпаринному ущільненні гідростатична центруюча сила спрямована протилежно до зміщення ротора вздовж лінії центрів  $OO_1$  (Рис. 1.4). Ця сила, обумовлена осьовим перепадом тиску, впливає на згинальну жорсткість ротора. У деяких випадках (для циліндричної і конфузорні шпарини) вона суттєво збільшує критичну частоту обертання ротора, а в деяких випадках взагалі виключає її. При цьому гідростатична сила зменшує амплітуду вимушених коливань ротора. Вперше гідростатична сила була досліджена А. А. Ломакіним [15]. Показано, що за певних умов ця сила може збільшити ексцентриситет ротора і стати джерелом його підвищених вібрацій [15, 16, 17, 9, 4].

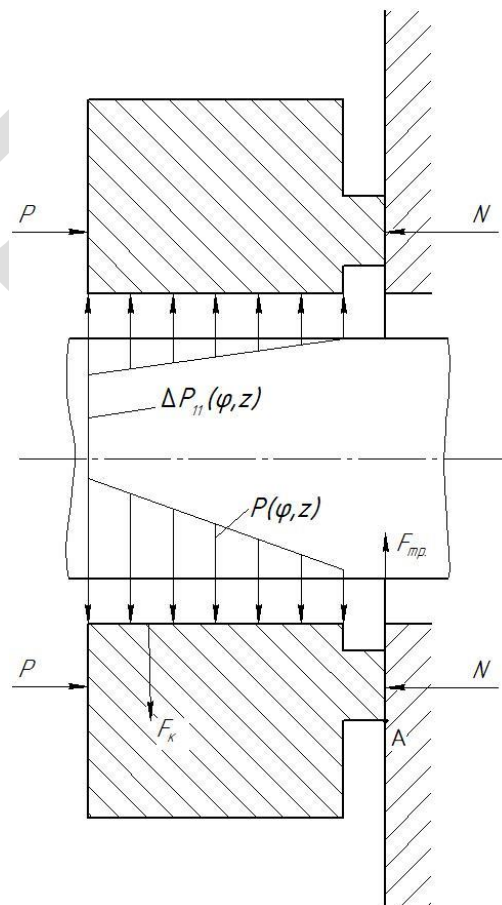


Рисунок 1.5 – Схема сил, що діють на плаваюче кільце

Зростання параметрів машин при прагненні до зниження металоємності конструкцій зумовило застосування "гнучких" роторів і перехід до роботи

машин у надкритичній області частот обертання. У цих умовах істотний вплив на динаміку ротора надають гідродинамічні сили.

Обертання валу з ексцентриситетом призводить до перерозподілу тиску в кільцевому каналі. Епюра тиску стає зміщеною щодо лінії центрів, внаслідок чого виникає так звана циркуляційна сила  $F_q$ , перпендикулярна до лінії центрів (Рис. 1.4) [4]. Ця сила пропорційна величині ексцентриситету та швидкості обертання валу. Оскільки природа циркуляційної сили пов'язана з залученням рідини в зазор, що звужується, на її величину також впливає ступінь закрутки потоку перед ущільненням і безпосередньо в дроселюючому зазорі [14, 18, 19]. За відсутності інших сил обертання ексцентрично розташованого вала призводило б до його бокового зміщення, та подальше прецесійне обертання центру валу відбувалося б по спіралі, що розгортається, до дотику ущільнюючих поверхонь, що порушило б штатну роботу ротора.

Однак у реальних умовах рідина чинить низький опір поступальному переміщенню валу. Демпфуюча сила в'язкого опору  $F_v$  (Рис. 1.4) відбувається в результаті стискання шару рідини в зазорі при поступальному переміщенні валу, що створює опір цьому переміщенню внаслідок внутрішнього тертя в рідині. Диссипативна сила пропорційна швидкості поступального руху валу і спрямована протилежно напрямку швидкості.

Демпфуюча сила знижує амплітуду вимушених коливань валу, а циркуляційна сила підвищує її. Стійкість того чи іншого виду руху валу, що обертається визначається співвідношенням циркуляційної та демпфуючої сил. Вперше стійкість руху ротора в умовах обурюючої дії гідродинамічних сил в ущільненнях була досліджена П.Л. Капицею [20]. Однак природа гідродинамічних сил розглядалася без врахування зв'язку с осьовою течією, яка, як з'ясувалося пізніше, має суттєвий вплив на гідродинаміку безконтактних ущільнень. Уявлення про гідродинаміку шпаринних ущільнень виходять з вирішення задачі про осьовий і окружний потоки рідини через ексцентричний зазор з стінками, що обертаються, що дає основу

для подальшого аналізу динаміки ротора. В. А. Марцинковським виведено умову динамічної стійкості в найбільш загальному вигляді для ротора в шпаринних ущільненнях і для плаваючих кілець [4].

Слід зазначити, якщо перехід через резонанс за наявності достатніх демпфуючих сил не становить небезпеки, то режим динамічної нестійкості, що супроводжується коливаннями ротора (або плаваючого кільця) з неприпустимо великою амплітудою, має бути усунений.

На основі аналізу динамічної стійкості [4] можна визначити такі шляхи підвищення стійкості ротора:

- збільшення власної частоти;
- збільшення демпфування;
- зменшення циркуляційної сили;
- введення анізотропії гідростатичної жорсткості.

Застосовуючи різні конструктивні типи ущільнень, можна суттєво впливати на критичну швидкість обертання та стійкість ротора. Одним з найбільш ефективних способів підвищення власної частоти та стійкості роторів є застосування конфузорних шпаринних ущільнень [21, 9, 22, 4]. Конфузорність ущільнювальних зазорів збільшує гідростатичну і демпфуючу сили та зменшує циркуляційну силу [4]. Ефект конусності має пряму залежність від тиску, що ущільнюється, тому відхилення геометричної форми зазору від правильної циліндричної має велике значення для високонапірних машин. Заміна звичайних шпаринних ущільнень на конфузорні на живильному насосі з паротурбінним приводом [4] дозволила видалити робочий режим насоса від "критичної" зони та знизити амплітуду вимушених коливань у 4 рази.

У плаваючих ущільненнях гідродинамічні сили визначають динаміку кілець. Відомо, що конфузорні кільця більш стійкі до самозбуджувальних коливань у порівнянні з циліндричними кільцями і в більш широкому діапазоні ущільнюваних тисків зберігають здатність самоцентруватися на

валу [4, 23, 24, 25, 19]. У конструкціях плаваючих кілець, які показані на Рис. 1.6, використаний центруючий ефект конузорних каналів.

Підвищення анізотропії гідростатичної жорсткості та зменшення циркуляційної сили можна досягти застосуванням двохклинових, багатоклинових та багатокишенькових ущільнень [4, 9]. Такі ущільнення дозволять суттєво відновити симетрію потоку та зменшити циркуляційну силу. Порівняльні дослідження [9] динаміки ротора в гладких і двохклинових ущільненнях показали, що останні значно розширюють область його стійкої роботи. Використання багатоклинових та багатокишенькових ущільнень у турбонасосних агрегатах для герметизації зріджених газів [5, 26, 27] підтверджує їх перспективність. Загальний недолік наведених конструкцій конфузних і клинових ущільнень пов'язаний з їх зменшеним гідравлічним опором і, отже, з великими витоками порівняно з ущільненнями, що мають той же зазор і гладкі циліндричні поверхні.

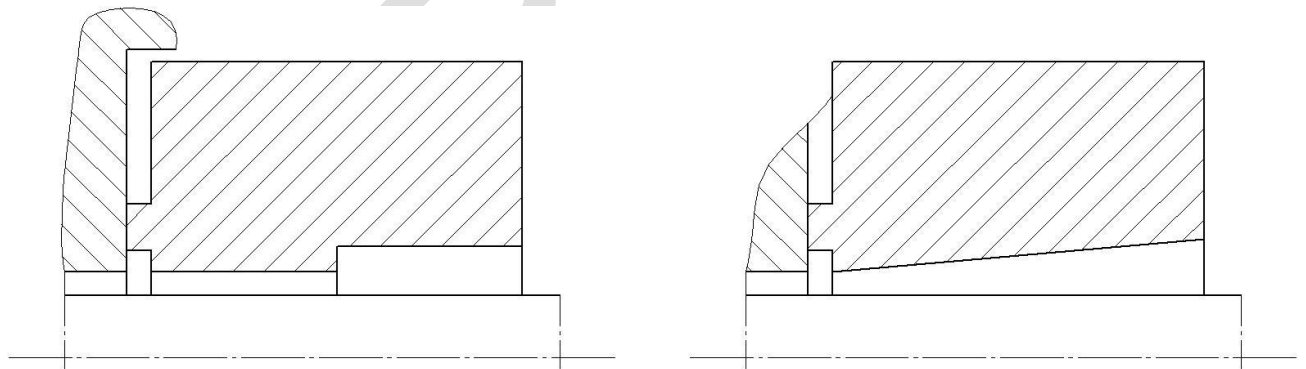


Рисунок 1.6 – Способи підвищення центруючої сили

Таким чином, гідродинамічний аналіз шпаринних ущільнень дозволяє визначити шляхи подальших досліджень з метою розробки перспективних конструкцій з більш ефективними центруючими якостями та запасом динамічної стійкості.

#### **1.4 Ущільнення з плаваючими та напіврухомими кільцями**

Переваги ущільнень з плаваючими кільцями реалізуються у випадку, якщо забезпечене самоцентрування ущільнювальних кілець відносно валу,

що обертається. Для виконання умов самоцентрування кільця необхідно, щоб гідростатична сила  $F_k$  в кільцевому зазорі перевищувала силу тертя  $F_{тр}$  на контактній торцевій поверхні (Рис. 1.5). Одним із недоліків таких самоцентруючих ущільнень є їх динамічна нестійкість на частотах обертання ротора, що перевищують подвоєну власну частоту кільця [4]. Втрата динамічної стійкості супроводжується коливаннями кільця з неприпустимо великою амплітудою, підвищеними протіканнями, стрибками тиску у всій системі. Тому на етапі проектування ущільнення потрібно забезпечити надійний запас динамічної стійкості.

Для нормальної роботи плаваючого ущільнення, крім умови самоцентрування плаваючого кільця та його динамічної стійкості, має бути виконана умова нерозкриття торцевого стику [28, 4, 29]. Розкриття торцевого стику від моментів сил, що навантажують кільце (Рис. 1.5), порушує герметичність ущільнення і призводить до механічного контакту циліндричних поверхонь при вібраціях ротора. Під час експлуатації плаваючих ущільнень також відмічені випадки втомного і зношування їх торцевих поверхонь [28].

В роботі [10] проведено детальне дослідження гідродинамічних моментів, що призводять до розкриття торцевого стику. Аналіз показав, що спільне забезпечення умов самоцентрування та кутової стійкості плаваючих кілець є дуже складним, а в динаміці – навряд чи вирішуваним завданням.

Слід зазначити, що головним фактором, перешкоджаючим у всіх випадках розкриття торцевого стику, є момент від притискаючого зусилля. Збільшення цього моменту при підвищенні ущільненого тиску  $P$  (рис. 1.5) або в результаті застосування пружин дозволяють повністю запобігти локальним розкриттям торцевого стику. Однак разом зі збільшенням притискаючого зусилля  $P$ , збільшується сила тертя у торцевому стику  $F_{тр}$ , що порушує умову самоцентрування плаваючого кільця.

Таким чином, широке застосування плаваючих ущільнень у турбонасосних агрегатах стримується наступними проблемами:



1) наявність кутових коливань кільця. Це призводить до механічного контакту ущільнюючих поверхонь кільця і валу. Якщо шляхом зниження амплітуди кутових коливань кільця вдається запобігти контакту ущільнюючих циліндричних поверхонь, залишається проблема фрикційно-контактних втомних руйнувань торцевих поверхонь;

2) відсутність пружно-демпфуючого впливу з боку ущільнень на ротор. Ця проблема тісно пов'язана з першою, так як підвищені вібрації ротора ведуть до збільшення амплітуди кутових коливань кільця. Зниження амплітуди вібрації ротора можливе лише за високої якості його балансування, високої точності складання або шляхом застосування спеціальних демпфувальних пристроїв, що не завжди виправдано:

3) можливість виникнення нерозрахункових режимів роботи машини при втраті кільцем радіальної рухливості.

Перелічені проблеми ускладнюють створення надійних ущільнень з плаваючими кільцями. Застосовування в турбонасосних агрегатах конструкції плаваючих ущільнень [30, 5] створені шляхом тривалих дослідних відпрацювань на конкретні параметри.

При проектуванні плаваючих ущільнень можливо використати підвищення навантаження торцевого стику  $N$  (Рис. 1.5), щоб умова самоцентрування не виконувалася і торцевий стик не розкривався. Такі кільця працюють як нерухомі шпаринні ущільнення. При можливих контактах з валом ці, так звані, напіврухливі кільця [10] легко займають нейтральне положення і забезпечують безконтактну роботу. Для цього достатньо, щоб амплітуда коливань валу, була менша за радіальний зазор. З погляду на надійність такий режим у багатьох випадках сприятливіший, ніж режим самоцентрування, що супроводжується інтенсивними радіально-кутовими коливаннями. Напіврухливі кільця здатні надавати стабілізуючий вплив на вал, отже, покращувати вібраційні характеристики.

Слід зазначити, що шпаринні нерухомі ущільнення більш прості і надійні в роботі. Застосування в турбонасосних агрегатах шпаринних ущільнень дозволяє прибрати ряд додаткових проблем, пов'язаних з динамікою плаваючих кілець. Шпаринні ущільнення дозволяють знижувати вібрації ротора і тим самим компенсувати похибки виготовлення та складання турбонасосного агрегату, в той час, як для роботи плаваючих ущільнень зведення амплітуд коливань ротора до мінімуму виступає як необхідна умова.

Існуючі методи розрахунку шпаринних ущільнень [4, 9, 10] дозволяють з достатнім ступенем надійності проводити аналіз вібраційного стану роторів турбонасосних агрегатів і виявляти можливі проблеми до випробувань, а не проводити випробування у зв'язку з виявленими проблемами, що характерно для плаваючих ущільнень [31, 28].

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

У ХХ ст. питанням теорії цільових ущільнень приділялося мало уваги. Проте до 1980-х років з'явилася велика кількість публікацій, які сповістили про те, що шпаринні ущільнення роторів відцентрових машин виконують суто відповідальні функції.

На відміну від підшипників ковзання, теорія яких доволі давня, розробка ущільнень довгий час була заснована лише на досвіді конструкторів, які застосовували при виборі ущільнень загальні методи проектування деталей машин. Розрахунок безконтактних шпаринних ущільнень зводився лише до визначення витоків через них. Дослідження базувалися на напівемпіричній теорії гідравлічних опорів кільцевих каналів, яка була заснована Е. Беккером [32], Р. Вінкелем [33], Т. Лондсдейлом [34] та згодом розвиненою та уточненою С. Сузукі [35], Р. Корнішом [36], Е. І. Кожевнікової [37], А. І. Голубєвим [38], В. А. Марцинковським [9], А. І. Білоусовим [39], Е. А. Васильцовим [11], Г.А.Никитинним [17], а також іншими авторами [40-44]. Успіхи в цій області значні: збіг теоретичних та

експериментальних результатів для гладких шпарин цілком відповідає вимогам інженерних розрахунків.

В. А. Марцинковським розроблено метод, що дозволяє найбільш повною мірою оцінювати вплив шпаринних ущільнень на вібраційний стан роторів. У монографіях [4,9] отримані аналітичні вирази гідродинамічних сил в шпаринних ущільненнях з урахуванням конусності та перекосу осей валу і втулки для загального виду руху ротора, а саме, обертання навколо осі, що прецесує з частотою  $\omega$  і одночасно коливається по гармонійному закону. Отримані вирази для гідродинамічних сил лінеаризовані в околиці малих ексцентриситетів і в подальшому склали основу аналізу динаміки ротора в шпаринних ущільненнях і дослідження статичних та динамічних характеристик плаваючих ущільнень [4, 10]. Такий підхід разом з достатньою точністю є простим, та дає можливість фізичної інтерпретації результатів та формулювання загальних висновків на основі аналізу отриманих розрахункових формул.

Серед останніх досліджень ХХ ст. шпаринних ущільнень слід відмітити роботи Д. В. Чайлдса [14, 19, 24, 45-47]. Як базова модель їм використано рівняння теорії турбулентного перебігу мастила Хірса (метод інтегральних характеристик течії) [48], що дозволило більш точно врахувати інерційні ефекти рідини порівняно з розрахунками Х. Ф. Блека та Д. Н. Дженесена [49] Д. В. Чайлдсом розглянуто також модель ущільнення кінцевої довжини [46], з аналізу якої випливає, що спрощення, що вводиться, у вирішенні системи рівнянь гідродинаміки для моделі короткої щілини незначно впливає на точність результатів. Д. В. Чайлдсом було досліджено також вплив закручування потоку на вході в ущільнення на характеристики останнього [14]. Врахування закручування потоку позначається на точності обчислення коефіцієнта циркуляційної сили.

Починаючи з другої половини ХХ ст. у вирішенні рівнянь гідродинаміки кільцевих каналів почалася тенденція застосування чисельних методів, у тому числі методу скінчених різниць [50, 25] методу скінчених

елементів [51, 52], [27, 53], методу граничних інтегральних рівнянь [54], методи відкривають широкі можливості для дослідження гідродинаміки шпаринних ущільнень зі складною геометрією.

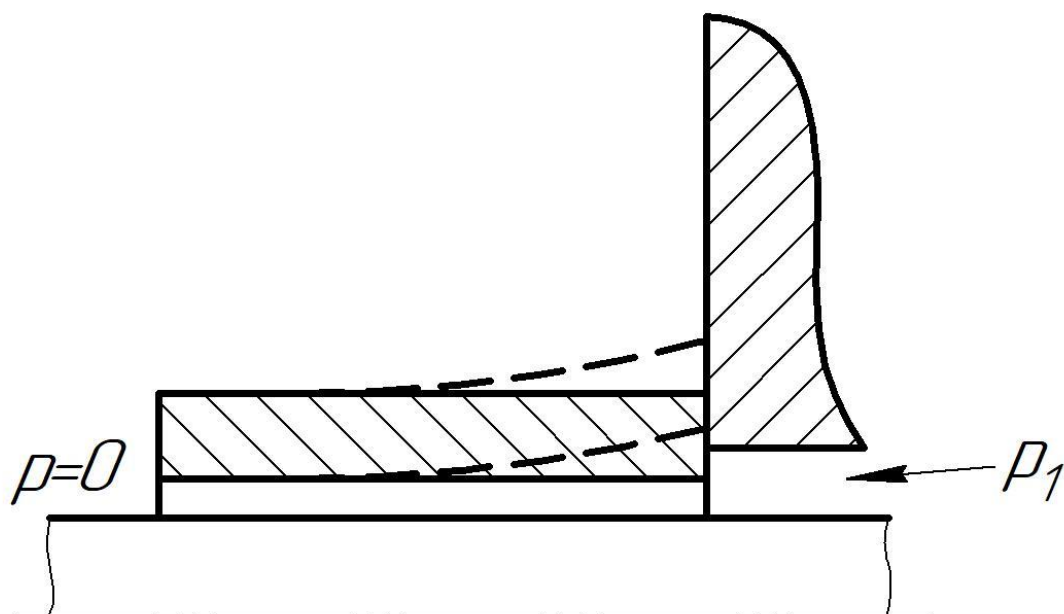
### **1.6 Вплив деформацій на характеристики кільцевих каналів. Конструкції та методи розрахунку шпаринних ущільнень, що деформуються**

Розглянуті у пункті 1.5 методи розрахунку шпаринних ущільнень передбачають абсолютну жорсткість їх стінок. Тим не менш відомо, що при високих і надвисоких тисках рівень деформації кілець майже однаковий з початковим зазором, що призводить до зміни характеристик ущільнень [55, 7].

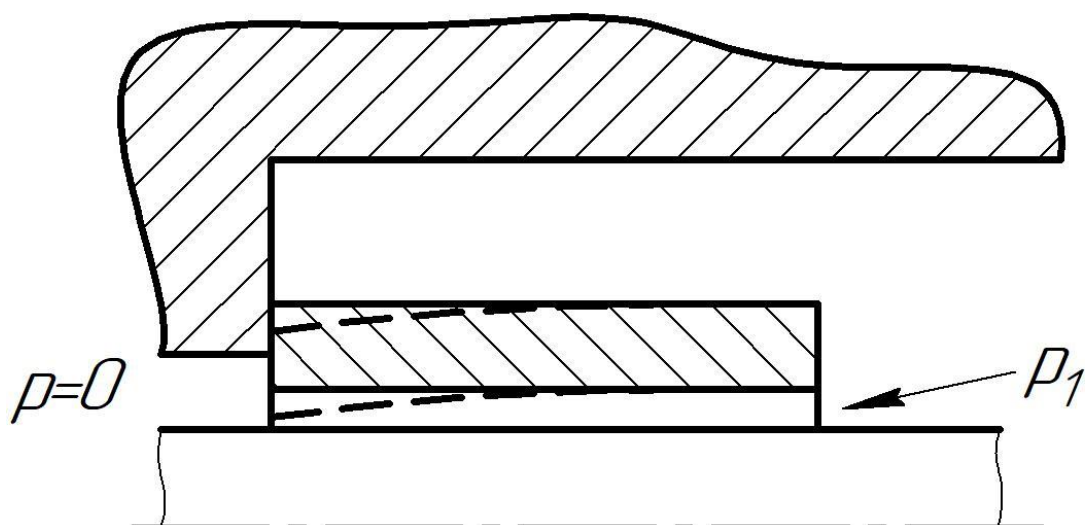
У подальшому будуть використовуватися терміни: "жорсткі" ущільнення, якщо деформації ущільнених поверхонь незначно впливають на їх характеристики і "ущільнення, що деформуються", якщо зміна їх характеристик під дією деформацій істотна.

Залежно від конструктивного виконання шпаринного ущільнення витратні та гідродинамічні характеристики можуть під впливом деформації змінюватися по-різному. Наприклад, установка ущільнення з втулкою, що деформується в зоні низького тиску (Рис. 1.7, а) призводить до збільшення витоків, в той час, як установка того ж ущільнення в камері високого тиску (Рис. 1.7, б) до їх зниження. В обох випадках дроселюючий зазор набуває конфузornoї форми.

Вперше задачу про деформування шпаринного ущільнення розглянув М. М. Камал [56]. Він розробив простий метод аналізу течії в щілинному ущільненні на підставі рішення рівняння Рейнольдса з урахуванням деформацій поверхонь валу і ущільнювального кільця як складової частини корпусу (Рис. 1.8).



а)



б)

Рисунок 1.7 – Деформації кільця, які призводять до:

а) – збільшення витоків;

б) – зменшення витоків.

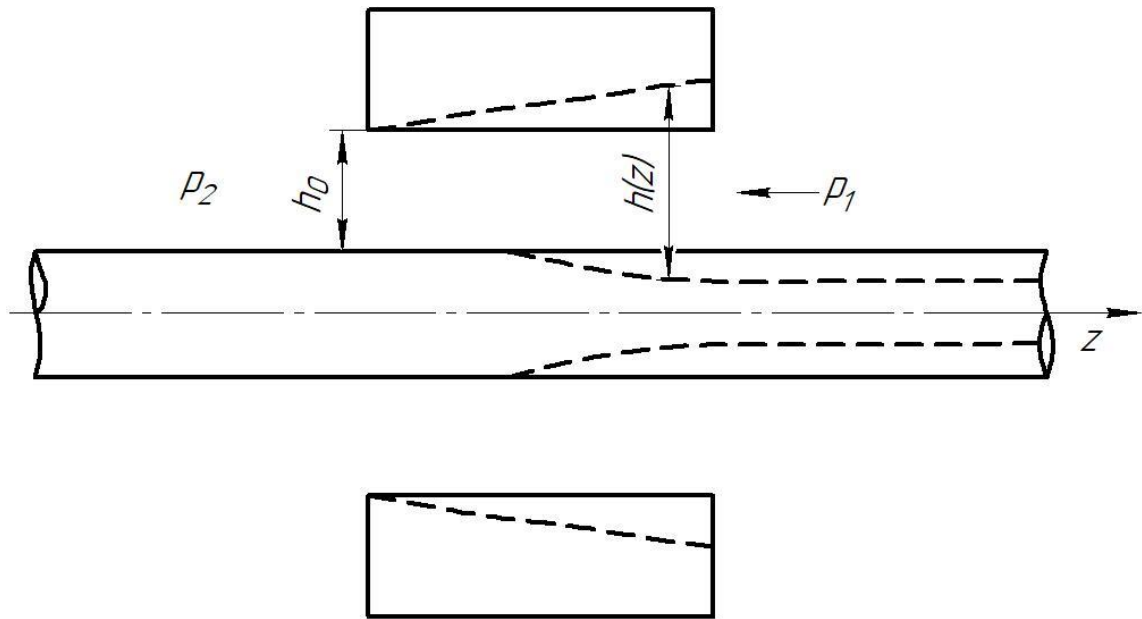


Рисунок 1.8 – Схема деформацій шпаринного каналу при високому перепаді тиску

Підвищення тиску збільшує зазор у такому ущільненні і сприяє зростанню витоків і тому, як пише М. М. Камал, слід уникати надзвичайно великих деформацій. Задача пружності зводиться до обчислення деформації на межах ущільнення для випадку навантаження циліндричного тіла еквівалентним постійним тиском, який розглянутий С. П. Тимошенко [57]. Деформації по довжині ущільнення знаходяться виходячи з припущень про їхню лінійну зміну між межами. Більш загальний аналіз цього завдання представлений М. М. Камалом у наступній роботі [58], де радіальні деформації є функцією розподілу тиску по всій довжині ущільнення. Однак у замкнутому вигляді рішення отримані для двох граничних випадків: 1) коли довжина ущільнення набагато більша за радіус валу і 2) коли довжина ущільнення значно менша за радіус валу.

Аналогічний аналіз ущільнення дещо іншої конструкції (рис. 1.9) виконаний К. Д. Харрісом [59]. Ущільнення містить тонкостінну втулку, що охоплює з радіальним зазором  $h_0$  вал. Під дією тиску в камері  $P_1$ , на зовнішню поверхню втулки величина радіального зазору  $h(z)$  зменшується, що сприяє зниженню витоків через кільцевий зазор. Цим же автором

виконано розрахунок [73] так званого ущільнення Моррісона (Рис. 1.10, а), застосованого для герметизації з'єднань зворотно-поступального руху [74]. Для аналізу деформацій оболонки кільця та вала застосований метод скінчених елементів (Рис. 1.10, б) Розподіл тиску в ущільненні, переміщення ущільнюючих поверхонь і витіки визначаються спільним рішенням рівнянь гідродинаміки та пружності методом ітерацій.

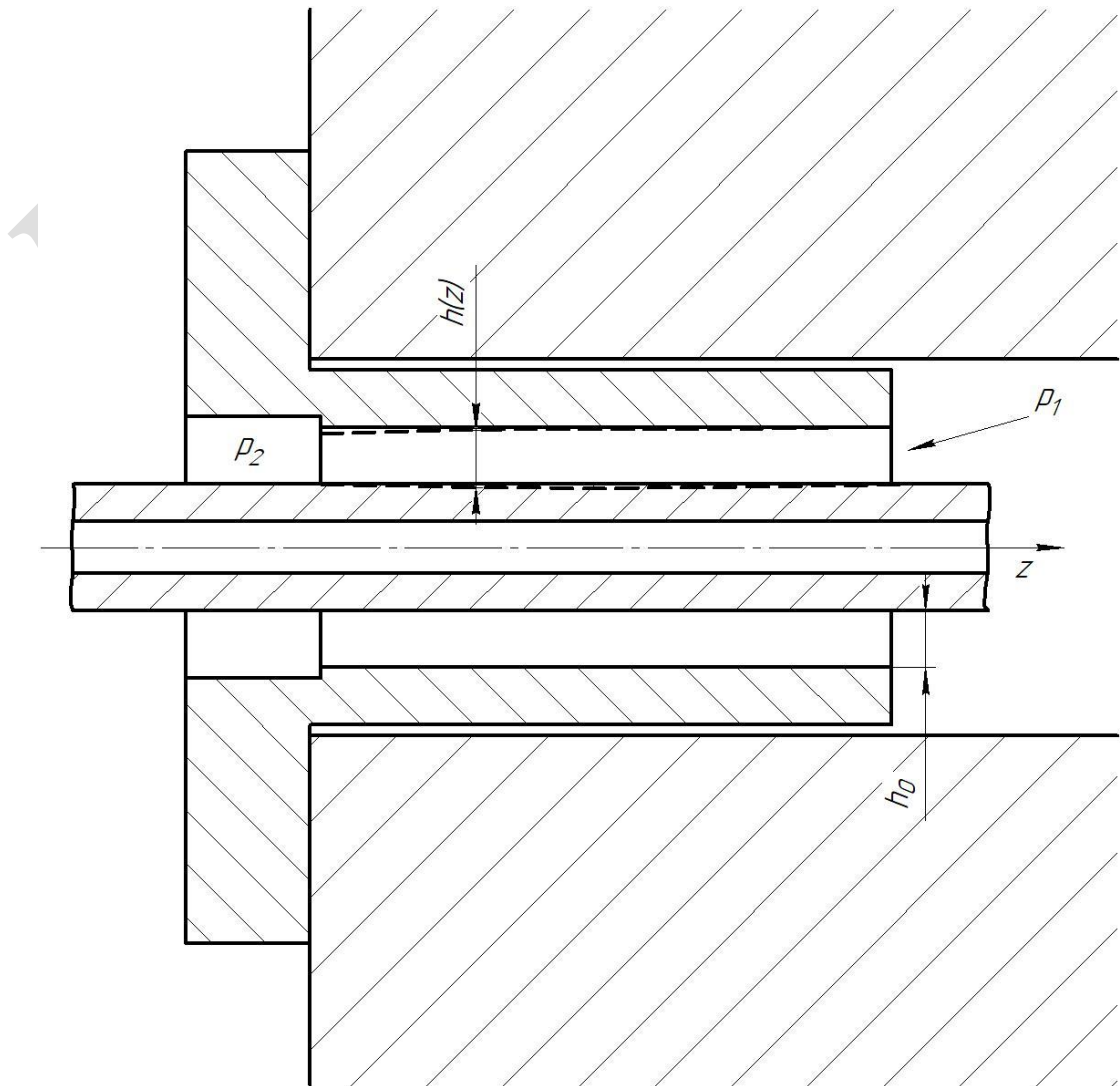
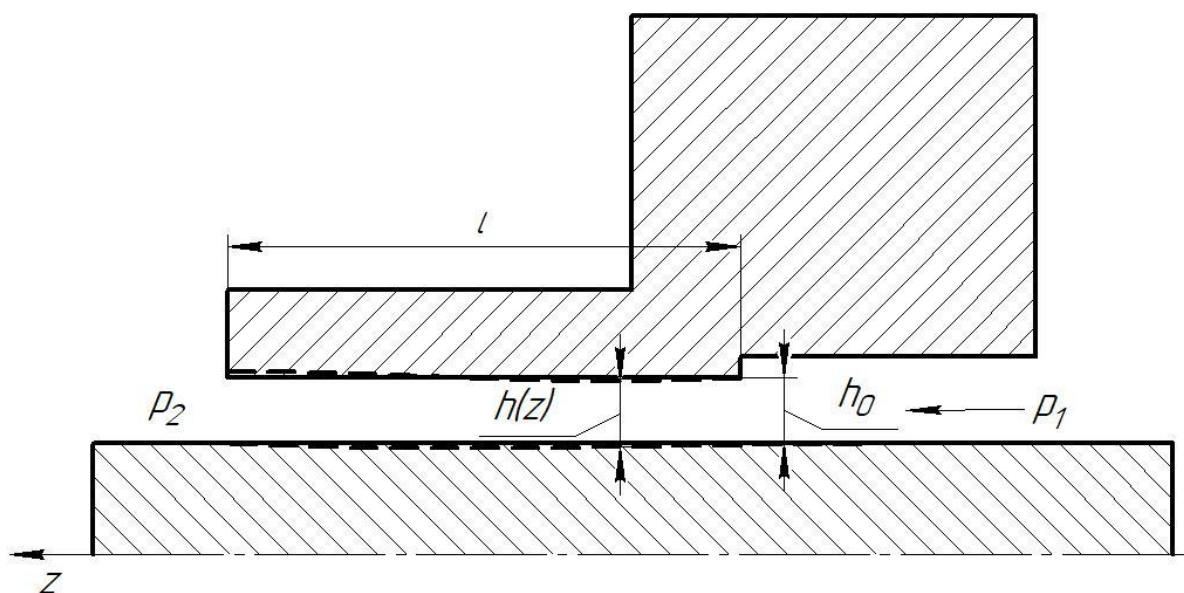
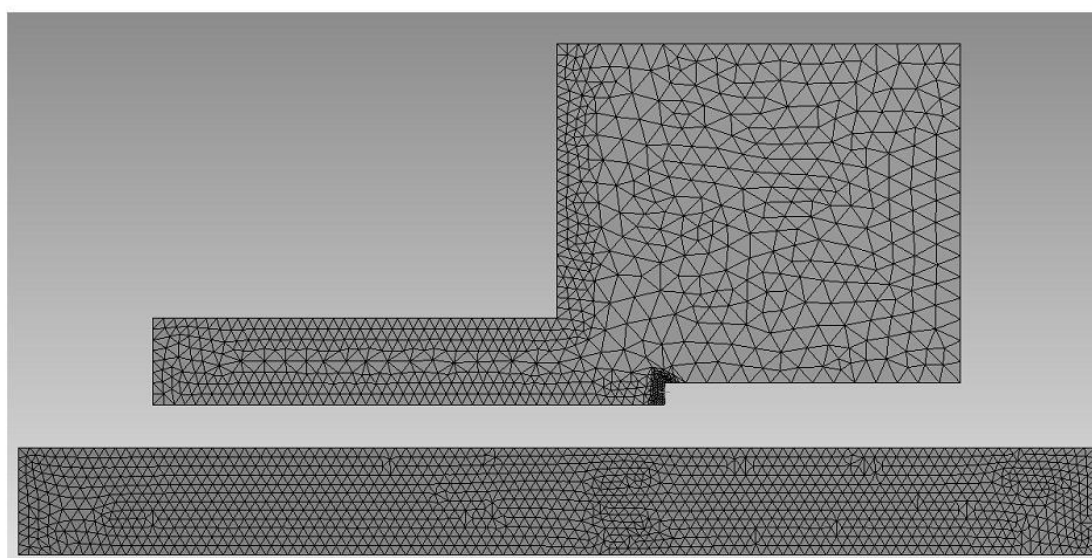


Рисунок 1.9 – Втулкове ущільнення високого тиску



a)



б)

Рисунок 1.10 – Ущільнення Моррісона:

а) – конструктивна схема;

б) – скінченоелемента модель.

Американськими дослідниками Ф. Р. Мальєром, Л. Х. Нельсоном та П. С. Бакменом проведені дослідження плаваючих гідростатичних ущільнень [7] (Рис. 1.11), призначених для турбонасосів високого тиску. На високих



ущільнюваних тисках відзначається приваблива особливість таких ущільнень: кільце деформується по радіусу всередину, що призводить до зменшення зазору, а отже і витоків та до збільшення жорсткості. Перевага таких кілець доповнюється наявністю гідростатичних кишень на внутрішній поверхні: чим більше перекривається зазор, тим вище тиск в кишнях. Це знижує осьовий перепад тиску на ущільненні і компенсує обтискання кільця до повного перекриття зазора. В результаті витратна характеристика такого ущільнення виходить пологою. На високих ущільнюваних перепадах тиску витоки можуть відрізнятись в кілька разів. Авторами [7] відзначається динамічна стійкість кілець у широкому діапазоні режимних параметрів. Однак методика розрахунку таких ущільнень у роботі [7] не наведена. Дані щодо гідростатичної жорсткості відсутні.

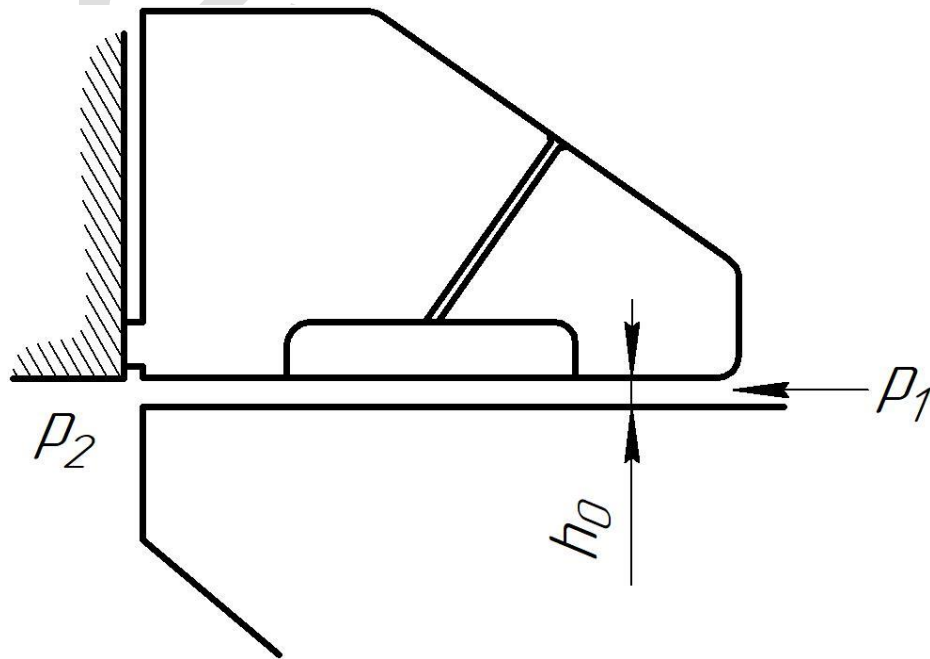


Рисунок 1.11 – Плаваюче гідростатичне ущільнення

Результати відпрацювання ущільнень живильного паливного турбонасосного агрегату рухової установки багаторазового транспортного космічного корабля "Space Shuttle" показали, що динамічні характеристики ротора набагато кращі у разі застосування гладких прямих ущільнень, ніж гладких ступінчастих [8]. Автор вказує, що одним з можливих пояснень

такого результату слугує та обставина, що пряме гладке ущільнення під дією перепаду тиску може приймати кільцеву конічну форму замість кільцевої циліндричної. Гладке ступінчасте утронення менш схильне до деформацій від перепаду тиску, і його гідродинамічні характеристики менш чутливі до деформацій.

Вплив гідропружних деформацій на видаткові характеристики ущільнень з плаваючими кільцями досліджено в роботі [55]. Розподіл тиску в короткій кільцевій шпарині визначено розв'язком рівняння Рейнольдса [9], а розрахунок деформованого стану в осесиметричній постановці виконаний за методом [60] з тими припущеннями, що поперечний переріз кільця не деформується, а переміщується в радіальній площині на величину  $u$  з кутом  $\theta$  (Рис. 1. 12). Спільне рішення рівнянь розподілу тиску в кільцевому зазорі та деформації плаваючого кільця реалізовано на комп'ютері у вигляді ітеративного процесу. Дослідженню шпаринних ущільнень, що деформуються присвячено низку останніх робіт [62-69].

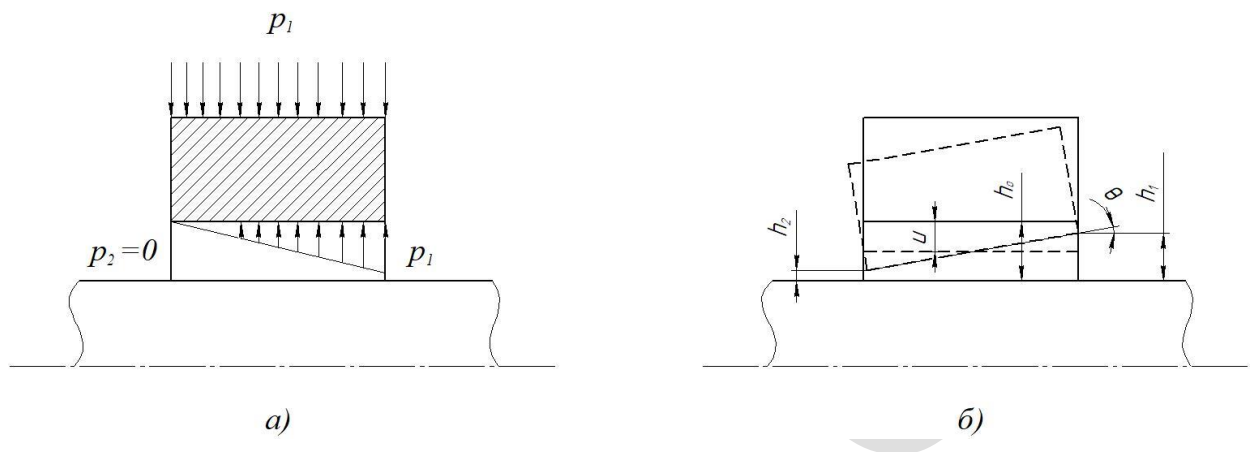


Рисунок 1.12 – Пружні деформації плаваючого кільця:

а) – схема навантаження;

б) – схема деформування.

Б. Д. Халліган представив результати досліджень і промислових випробувань ущільнень у вигляді тонкостінних податливих втулок з політетрафлюоретилену, які знайшли застосування в судових насосах [61].

Заміна сальникових, манжетних та торцевих ущільнень застосовуваних у цих насосах, на безконтактні шпаринні ущільнення з податливими втулками дозволила зняти проблему охолодження ущільнення: і знизити втрати потужності на тертя, спростити конструкції і знизити вартість ущільнювальних вузлів, забезпечити при цьому необхідний, та підвищити надійність агрегатів. Цікаві деякі оригінальні конструкції ущільнень з використанням силових і температурних деформацій. Вони поки що не знайшли широкого застосування у промисловості, проте їх використання могло б забезпечити суттєві переваги.

Ущільнення валу, що обертається [70] містить плаваюче кільце, виконане у вигляді оребреної циліндричної оболонки (так зване U-подібне кільце). Під дією ущільненого тиску і тиску робочого середовища, що дроселюється в кільцевому зазорі, кільце деформується, радіальний зазор зменшується і стає конфузорним. Підбір розмірів оболонки та буртів дозволяє забезпечити наперед задані величину та форму кільцевого зазору, і, відповідно, витратні та гідродинамічні характеристики ущільнення. Кільце фіксується від окружного провороту штифтом. Перевага такого ущільнення полягає також в тому, що вихідний радіальний зазор може бути виконаний відносно збільшеним. Це, по-перше полегшує дотримання допусків на розмір радіального зазору і полегшує складання ущільнювального вузла, по-друге, і це головне для турбонасосних агрегатів, збільшений початковий зазор значно полегшує режими пуску і зупинки (рос. *останов*) насоса, коли центруюча сила в ущільненні недостатня для забезпечення безконтактної роботи кільця та валу. При жорсткій установці U-подібного кільця в корпусі реалізуються додаткові переваги такого ущільнення. В результаті такої установки при досить великому радіальному зазорі можна повністю виключити контакт ущільнюючих поверхонь кільця та валу при розгоні і вибігу ротора машини. На номінальному режимі під тиском робочого середовища встановлюється невелика величина робочого зазору конфузорної форми, що забезпечує зниження витоків, підвищення гідростатичної жорсткості та демпфування

ущільнення, зниження циркуляційної сили [4]. Крім того, при жорсткій фіксації бурта в радіальному напрямку щодо корпусу запобігається розкриття торцевого стику на всіх режимах роботи машини (п. 1.4) і забезпечується центруючий вплив на вал з боку ущільнення. Таким чином, при належному розрахунку та виборі конструкцій шпаринних ущільнень, що деформуються з U-подібними кільцями можна забезпечити безконтактну роботу ущільнювальних вузлів на найбільш важких перехідних режимах насосів і максимально знизити витоки на номінальних режимах при одночасному зниженні вібрацій роторів. Результати досліджень таких ущільнень, представлені в роботах [6, 62-69], свідчать про високу експлуатаційну якість розроблених конструкцій ущільнювальних вузлів, що дозволяють вирішити найважливіші проблеми підвищення ККД і надійності турбонасосних агрегатів. Зниження витоків та утворення конфузорної форми кільцевого каналу забезпечує також саморегульоване ущільнення, що деформується [72]. Безсумнівно, ущільнення має значні перспективи, але механізм його роботи складний, а рівень вивчення недостатній.

## **1.7 Висновки**

Слід зазначити, що в сучасних турбонасосних агрегатах найбільш широкое застосування знаходять безконтактні ущільнення шпаринного типу. Такі ущільнення в порівнянні з контактними дозволяють підвищити надійність і безпеку роботи агрегатів, оскільки значно полегшуються умови роботи ущільнюючих поверхонь: знімається проблема їх охолодження і фрикційного зносу, зменшується небезпека задирів. Однак для відцентрових машин з високими параметрами залишаються проблеми їх економічності та вібраційної надійності. Тому розробка нових конструкцій ущільнень турбонасосних агрегатів спрямована на зменшення витоків робочого середовища, зниження рівня вібрацій, розширення області стійкої роботи роторів та плаваючих ущільнювальних кілець.

Шпаринні ущільнення в порівнянні з плаваючими є більш простими і надійними. Найважливішою особливістю шпаринних ущільнень є їх безпосередній вплив на характер поперечних коливань ротора, причому цей вплив залежить від величини та форми ущільнювальних зазорів. Застосування конфузорних ущільнень дозволяє підвищити критичне число обертів ротора, знизити амплітуду його вимушених коливань, розширити область стійкої роботи.

Головним недоліком шпаринних ущільнень є порівняно великі витoki робочої рідини, особливо при високих перепадах ущільнюваного тиску. Зменшення величини дроселюючого зазору з метою зниження витоків стримується небезпекою задирів ущільнюючих поверхонь, особливо на режимах пуску і зупинки машини, коли центруюча сила в ущільненнях недостатня для стабілізації руху ротора.

Широкі можливості для підвищення економічності та надійності турбонасосних агрегатів відкривають шпаринні ущільнення, що деформуються. Такі ущільнення знайшли застосування в техніці, в основному в машинах зворотно-поступальної дії. Відсутність надійних, експериментально перевірених методів розрахунку щілинних ущільнень, що деформуються, стримує розробку нових конструкцій і їх застосування в роторних машинах.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ, ЩО ДЕФОРМУЄТЬСЯ

### 2.1 Огляд минулих експериментальних досліджень статичних характеристик шпаринного ущільнення

У рамках роботи [75] були проведені експерименти для дослідження статичних характеристик ущільнення з плаваючим кільцем, що деформується. Його конструктивна схема зображена на Рис. 2.1. В якості матеріалу для виготовлення кільця була використана бронза БрАЖМц 10-3-2 (ГОСТ 493-73). На даний момент дійсними стандартами є ГОСТ 614-79 та ДСТУ 3474-96 (Україна).

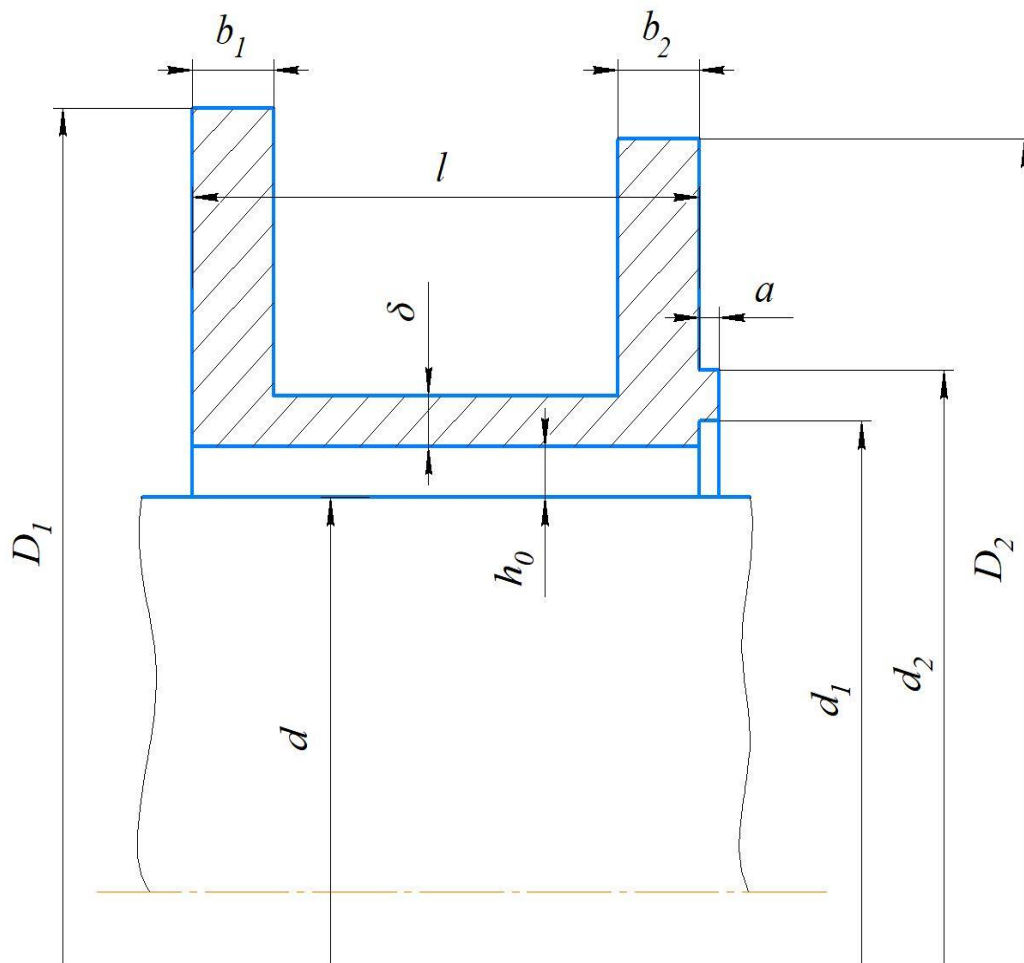


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема U-подібного ущільнювального кільця, що деформується

Кільце для ущільнення, що деформується має наступні розміри та конструктивні параметри:

- довжина шпарини  $l = 25$  мм;
- діаметр вала  $d = 120$  мм;
- радіальний зазор  $h_0 = 0,1$  мм;
- товщина циліндричної оболонки  $\delta = 2$  мм;
- діаметр вхідного бурта  $D_1 = 155$  мм;
- товщина вхідного бурта  $b_1 = 5$  мм;
- діаметр вихідного бурта  $D_2 = 155$  мм;
- товщина вихідного бурта  $b_2 = 5$  мм;
- $d_1 = 122$  мм;
- $d_2 = 126$  мм;
- $a = 1$  мм;

Під час проведення експериментів були отримані дані про статичні характеристики шпаринного ущільнення, що деформується (Таблиці 2.1-2.4).

Таблиця 2.1 – Розподіл тиску по довжині шпарини ( $\Delta p = 10$  МПа)

$z, \text{мм}$	$p(z), \text{МПа}$
0	10,00
2,5	8,73
5	8,35
10	7,52
15	4,31
20	0,97
25	0

Таблиця 2.2 – Витоки через ущільнення

$\Delta p, \text{МПа}$	$Q, \text{л/с}$
1	0,563
2	0,948

Продовження таблиці 2.2

4	1,217
6	1,271
8	1,252
10	1,161

Таблиця 2.3 – Зазор по довжині шпарини ( $\Delta p = 10 \text{ МПа}$ )

$z, \text{ мм}$	$h(z), \text{ мм}$
2,50	0,098
6,44	0,080
11,16	0,051
14,88	0,036
18,62	0,037
21,33	0,042

Таблиця 2.4 – Мінімальний радіальний зазор

$\Delta p, \text{ МПа}$	$h \text{ min}, \text{ мм}$
0	0,100
5	0,066
10	0,036

## 2.2 Огляд минулих аналітичних розрахунків статичних характеристик шпаринного ущільнення

У роботі [75] було розглянуто вплив деформацій на характеристики ущільнень. За основу взято осесиметричну модель.

В рамках розрахунку для спрощення прийнято наступні припущення:

1. Перебіг в'язкої рідини, що не стискається, в кільцевому каналі автотурбулентне.
2. Ексцентриситет, перекіс та обертання поверхонь кільця та валу відсутні.



3. Матеріал осесиметричної конструкції кільця вважається і поганим, однорідним і підпорядковується закону Гука.

4. Розрахунок деформацій оболонки ущільнювального U-подібного кільця (Рис. 2.1) виконується за моментною теорією осесиметричних циліндричних оболонок.

5. Граничні умови місць сполучення кільцевих буртів з оболонкою ( $z = b_1, l-b_2$ ) задаються з рішення задачі деформації буртів [60]. При цьому вважається, що переріз вхідного бурта повертається на кут  $\varphi_1$  відносно точки  $A$ , а переріз вихідного бурта переміщується в радіальній площині на величину  $u_1$ , при цьому у цей час він також повертається на кут  $\varphi_2$  (Рис. 2.2).

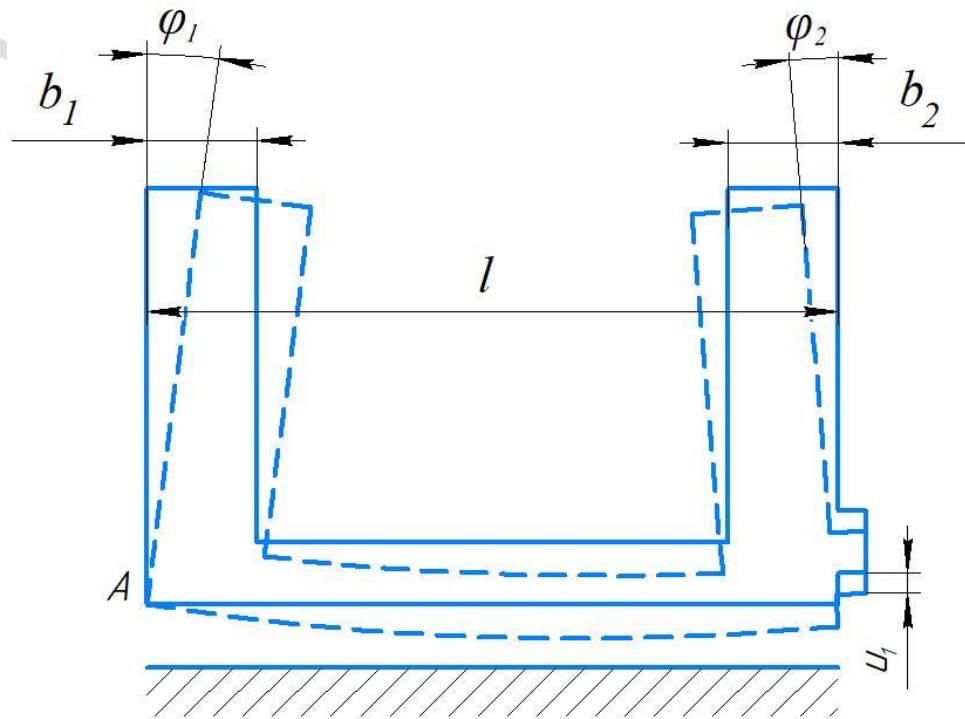


Рисунок 2.2 – Схема деформацій U-подібного кільця

Розміри U-подібного ущільнювального кільця, що деформується аналогічні зазначеним у пункті 2.1.

За допомогою даної задачі було отримано дані про статичні характеристики. Порівняння цих даних з експериментальними наведено на Рис. 2.3-2.6.

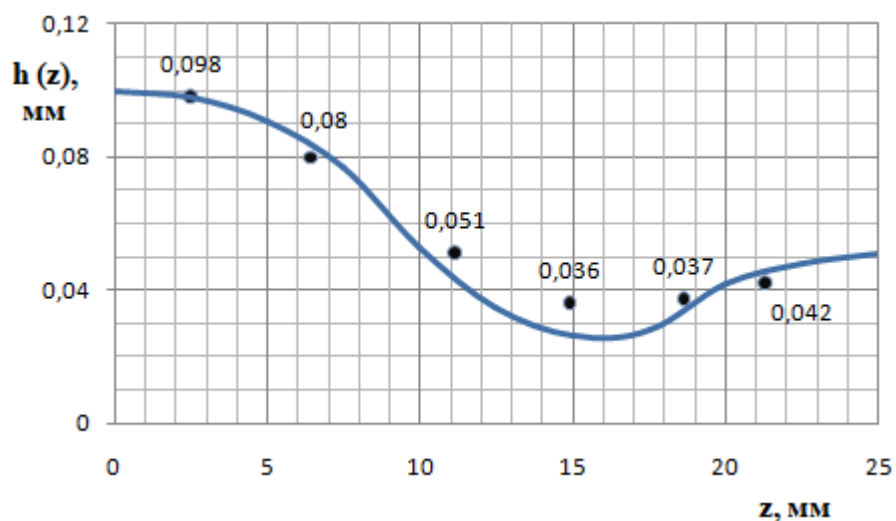


Рисунок 2.3 – Зазор по довжині шпарини ( $\Delta p = 10 \text{ МПа}$ )

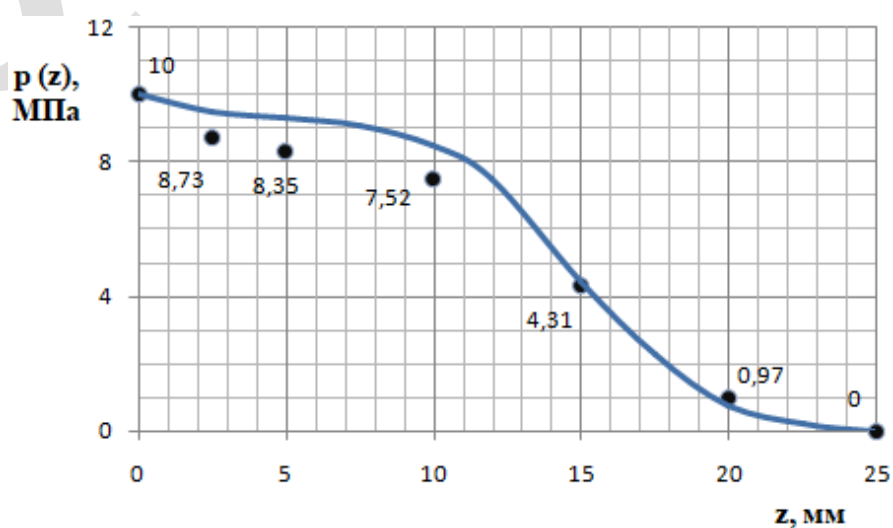


Рисунок 2.4 – Розподіл тиску по довжині шпарини ( $\Delta p = 10 \text{ МПа}$ )

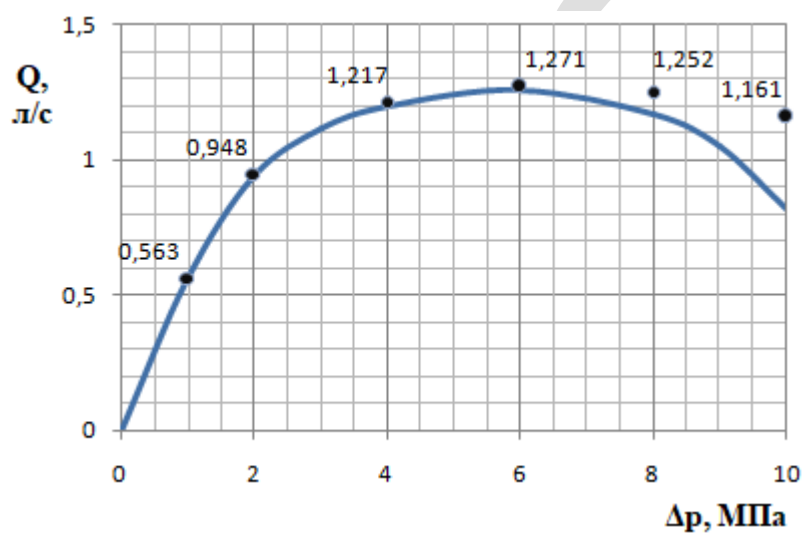


Рисунок 2.5 – Витоки через ущільнення

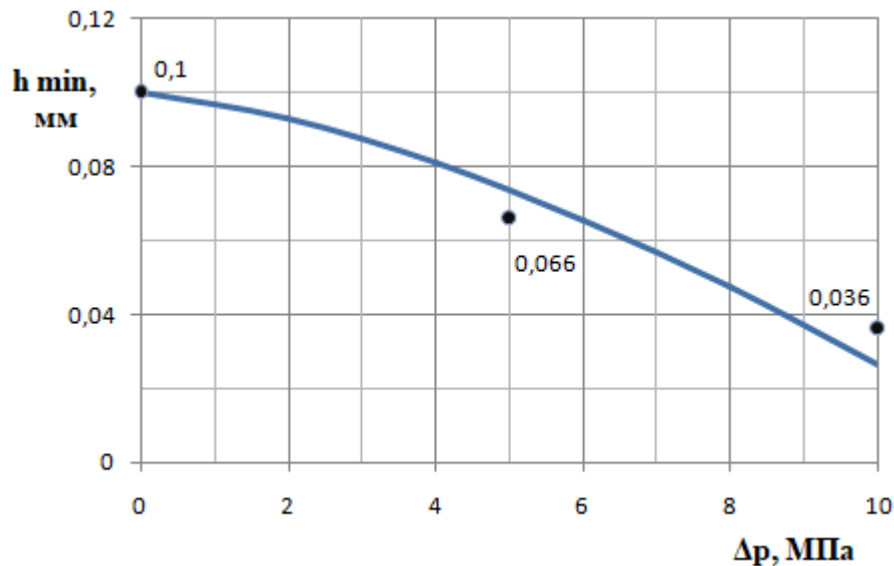


Рисунок 2.6 – Мінімальний радіальний зазор

Результати аналітичного розрахунку дали розбіжність з експериментальними даними у межах 30% за переміщень ущільнювального кільця  $u(z) \leq 0,75 h_0$ .

### 2.3 Чисельний розрахунок статичних характеристик шпаринного ущільнення

За допомогою програмного комплексу ANSYS була створена геометрія сектора кільця та прилеглої рідинної плівки у зазорі (Рис. 2.7). Розміри кільця та плівки аналогічні вказаним у пункті 2.1. Також розв'язана пов'язана задача (2-way FSI) деформації плаваючого кільця (аналітична система Transient Structural) та течії робочої рідини крізь шпарину (аналітична система Fluid Flow (CFX)). Передані дані розрахунків між цими комплексами (компонент System Coupling) [76].

У модулі Engineering Data для ущільнювального кільця було обрано матеріал Bronze AzhMts 10-3-2 (Рис. 2.8) для структурного аналізу. У компоненті Fluid Flow (CFX) пункті Mesh побудовано гексагональну сітку з розміром елемента 0,02 мм (Рис 2.9). Статистика в цьому модулі повідомляє про 795636 вузлів та 656250 елементів.

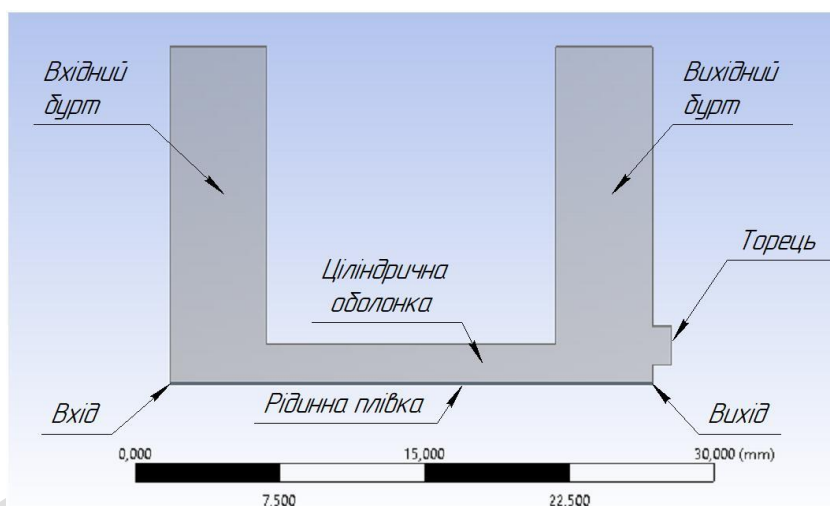


Рисунок 2.7 – Розрахункова модель сектора ущільнення

Outline of Schematic B2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Bronze AZhMts10-3-2			F	
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: Bronze AZhMts10-3-2			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	7500	kg m <sup>-3</sup>
4	Isotropic Elasticity		
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
6	Young's Modulus	9,8E+10	Pa
7	Poisson's Ratio	0,35	
8	Bulk Modulus	1,0889E+11	Pa
9	Shear Modulus	3,6296E+10	Pa
10	Tensile Ultimate Strength	4,41E+08	Pa

Рисунок 2.8 – Властивості матеріалу

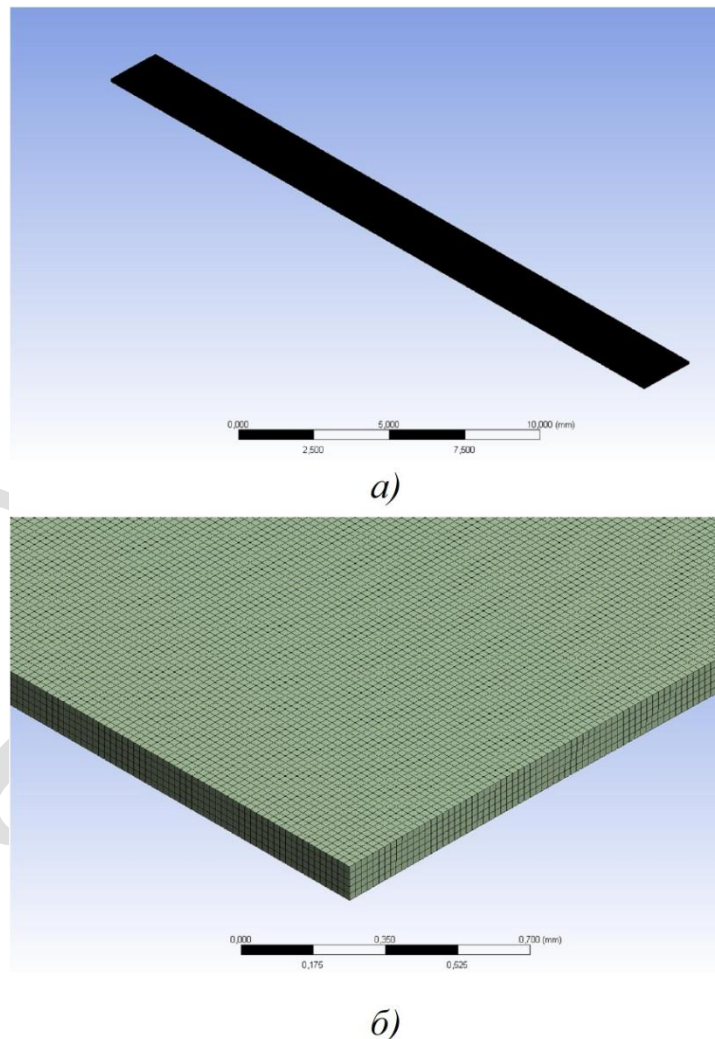


Рисунок 2.9 – Гексагональна сітка змащувальної рідини:

а) – загальний вид;

б) – збільшений вид.

Задані назви поверхням моделі: вхідна (Inlet), вихідна (Outlet), місце контакту з ущільнювальним кільцем (Seal), місце контакту з валом (Shaft), бокові стінки (Wall1, Wall2). Введені початкові умови на вході, виході та по інших гранях. Обрано матеріал робочої рідини (Water).

У компоненті System Coupling були задані налаштування аналізу, які збігаються з попередніми модулями. Налаштований пункт передачі даних між системами Fluid Flow (CFX) та Transient Structural.

Під час ітераційного вирішення задач було отримано результати для окремих вирішувачів. Фінальні дані структурного аналізу (Structural) зображено на Рис. 2.10.

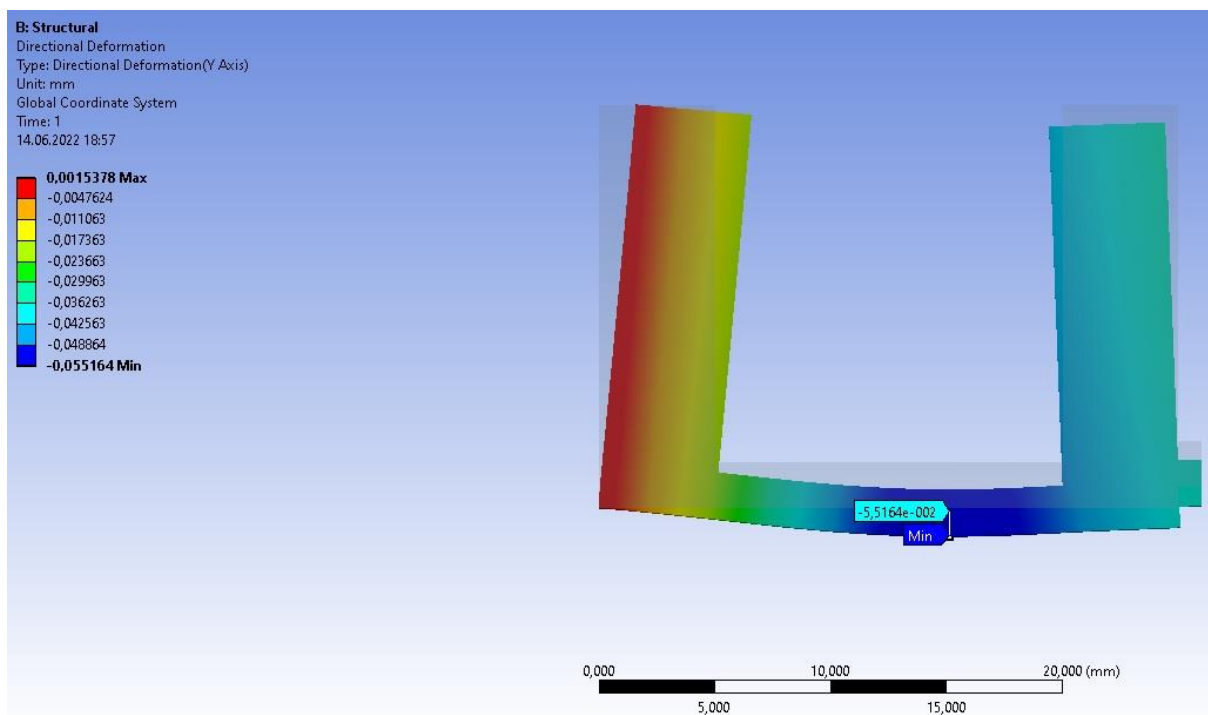


Рисунок 2.10 – Схема деформацій плаваючого кільця, масштаб 22:1 (auto)

## 2.4 Порівняння результатів та висновок

Після вирішення задачі дані, можна порівняти з експериментальними та аналітичними (п. 2.2). На Рис. 2.11 вказано графік розподілу тиску в експерименті (чорні крапки), чисельного (жовта лінія) та аналітичного розрахунку (синя лінія).

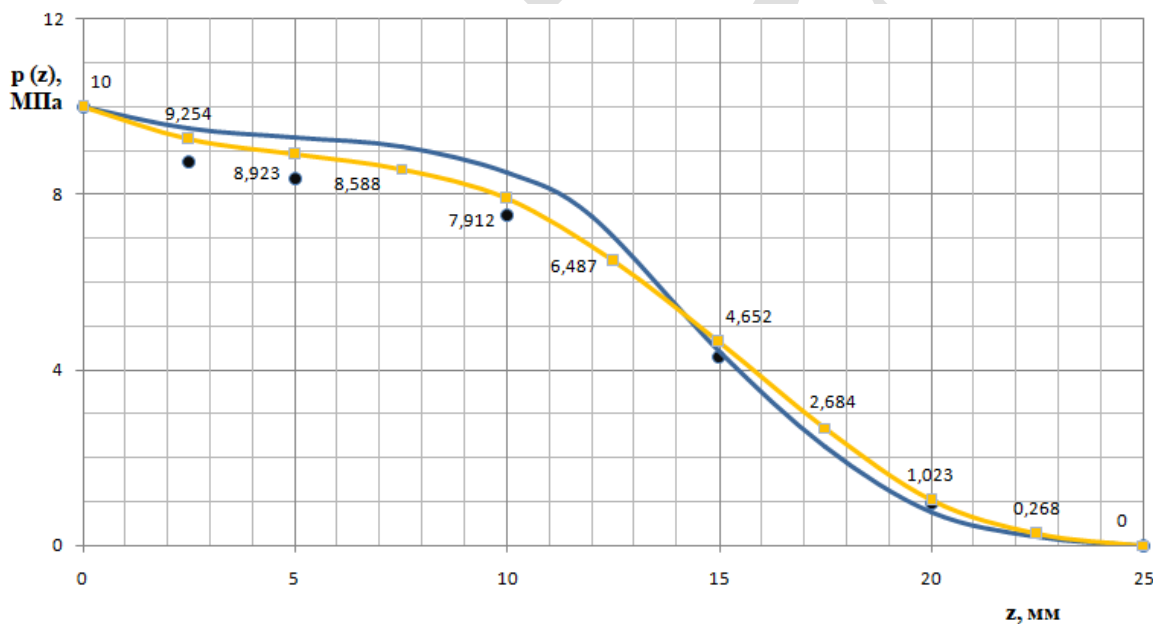


Рисунок 2.11 – Порівняння розподілу тиску по довжині шпарини ( $\Delta p = 10$  МПа)

Інформацію з попереднього графіка було використано для розрахунку деформацій плаваючого кільця та отримано значення зазору (Рис. 2.12), які теж порівняно з аналітичним розрахунком (синя лінія) та експериментом (чорні крапки).

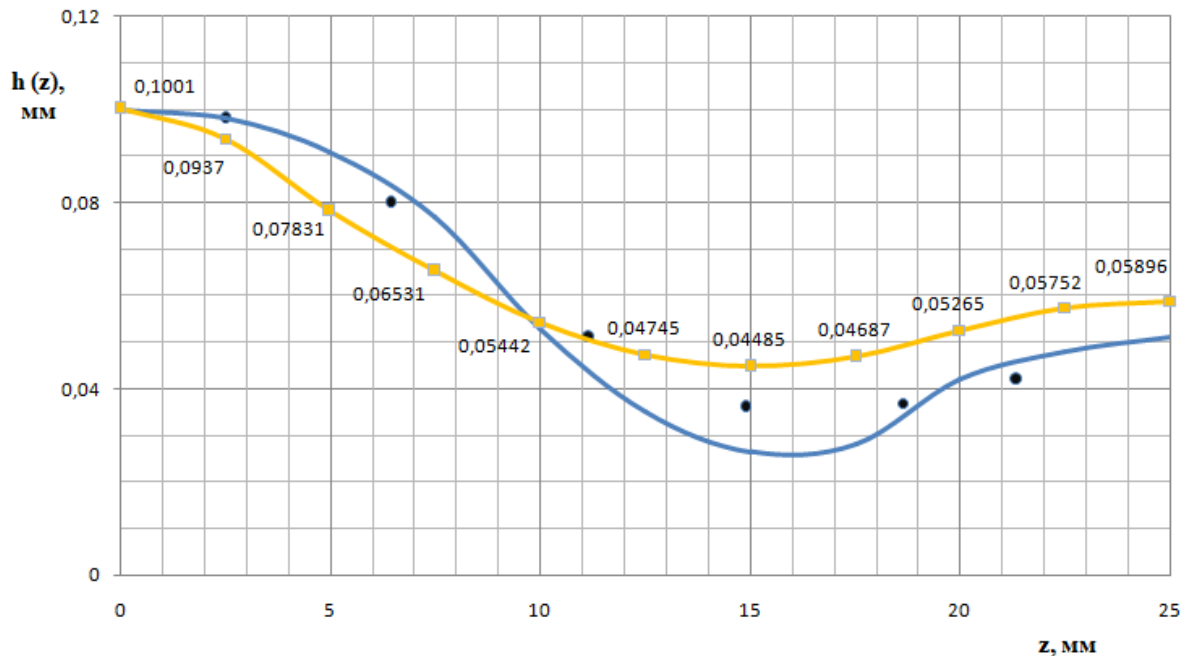


Рисунок 2.12 – Порівняння радіального зазору у шпарині ( $\Delta p = 10$  МПа)

Аналізуючи дані з цього розділу можна дійти до наступних висновків:

1. Експерименти, аналітичні та чисельні розрахунки показали, що при деформації кільця зменшується радіальний зазор. Це, у свою чергу, призводить до утворення конфузорності на більшій частині довжини шпарини. На Рис. 2.10 видно, що зазор має конфузорну конусність на довжині близько 15 мм (приблизно 60% довжини шпарини).

2. Чисельний розрахунок у програмному комплексі ANSYS має досить високу точність. Розбіжність тиску з експериментальним в межах 7,95%. Порівняння зазору виявило розбіжність з експериментальними даними 30%. Найбільш вірогідною причиною похибки є властивості матеріалів. За коректних початкових умов та властивостей матеріалів цей варіант розрахунку оптимальний для визначення характеристик шпаринних ущільнень з плаваючим кільцем, що деформується.

## ВИСНОВКИ

В рамках цієї роботи проведено дослідження методів розрахунку шпаринних ущільнень різних типів. Особливістю шпаринних ущільнень є вплив на стійкість ротора. Цей вплив залежить від довжини та форми зазору в ущільненні. Застосування ущільнень з конфузornoю конусністю дозволяє значно підвищити як статичну, так і динамічну стійкість ротора за рахунок центруючої сили. Недоліком шпаринних ущільнень є відносно великі витoki робочого середовища під час роботи. Зменшення величини радіального зазору з метою зниження витоків стримується можливістю контакту ущільнюючих поверхонь, особливо на режимах пуску і зупину машини, коли центруюча сила в ущільненнях недостатня для стабілізації руху ротора.

Експерименти та розрахунки показали, що при деформації кільця зменшується зазор. Це призводить до утворення конфузornості на більшій частині довжини шпарини. Конфузorna форма зазору позитивно впливає на стійкість та витратні характеристики машин. Чисельний розрахунок у програмному комплексі ANSYS має досить високу точність. Розбіжність тиску в межах 7,95% є допустимою. Розбіжність результатів зазору з експериментальними даними склала 30%. Властивості матеріалу, які задані в умовах є вірогідною причиною розбіжності. За відсутності помилок варіант розрахунку характеристик шпаринних ущільнень з плаваючим кільцем, що деформується у комплексі ANSYS є оптимальним. Для подальшого підвищення ефективності та надійності шпаринних ущільнень доцільно вдосконалювати методи розрахунку та звіряти їх з експериментальними.



## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Марцинковский В. А. Гермомеханика, ее роль в обеспечении экономичности и экологичности насосного и компрессорного оборудования [Текст] / В. А. Марцинковский // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2005. - №1 (73). - С. 5-10.
2. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
3. Моттрам А. В. Т., Санли Х. Л. Г. Уплотнения в ракетных двигателях на жидком топливе. – В кн.: Проблемы современной уплотнительной техники: Сб. докл. на 2-й Межд. конф. в Кренфилде. Англия, 1964. М.: Мир, 1967, с. 15-32.
4. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
5. Artiles A., Shapiro W., Jones H. F. Design Analysis of Rayleigh-Step Floating-Ring Seals. ASLE Trans., Vol. 27, 1984, n. 4, p. 321-331.
6. Мельник В. А., Бережной И. С., Кибец Ю. А., Бесконтактные уплотнения роторов быстроходных насосов // Обзор / ГОНТИ, № 48 ДСП, 1985. – 66 с.
7. Мальер Ф. Р., Нельсон Л. Х., Бакмен П. С., Испытание уплотнений с изнашиваемыми кольцами для быстроходных туронасосов высокого давления. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. / Сер. Проблемы трения и смазки. – 1969, № 3, с. 77-91.
8. Чайлдс Д. В. Динамическая устойчивость ротора насоса горючего основной двигательной установки многоразового транспортного космического корабля. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. / Сер. Энергетические машины и установки. – 1978, № 12, с. 19-21.
9. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970. – 270 с.

10. Марцинковский В. А., Ворона П. Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
11. Васильцов Э. А. Бесконтактные уплотнения. – Л.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
12. Буренин В. В., Дронов В. П. Конструкции бесконтактных уплотнений вращающихся валов. // Обзорная информация, сер. ХМ-5. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982. – 36 с.
13. Бережной И. С., Кибец Ю. А., Мельник В. А. Уплотнения быстроходных насосов высокого давления. – Деп. рукопись, М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1984, № 1264, 76 с.
14. Childs D. W. Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based On Hirs Lubrication Equation.// Trans. ASME: J. Lubr. Tech. 1983, 105, N 6, p. 429-436.
15. Ломакин А. А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров / Энергомашиностроение, 1955, № 2, с. 1-10.
16. Этингер С. М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС. // В сб.: “Паро- и газотурбостроение”, ЛМ, 1957, вып. 5, с. 155-177.
17. Бедчер Ф. С., Ломакин А. А. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учётом сил, возникающих в уплотнениях. // В сб.: “Паро- и газотурбостроение”, ЛМ, 1957, вып. 5, с. 249-269.
18. Nelson C. C. Rotordynamic Coefficients for Compressible Flow in Tapered Annular Seals. / Trans. ASME: J. Tribol. 1985, 107, p. 318-325.
19. Nelson C. C., Childs D. W., Nicks C., Elrod D. Theory versus experiment for the rotordynamic coefficients of annular gas seals: part 2 – constant – clearance and convergent – tapered geometry. /Trans. ASME: J. Tribol. 1986, 108, N 3, p. 433-438.

20. Капица П. Л. Устойчивость и переход через критические обороты быстровращающихся валов. // ЖТФ АН СССР, 1939, т. IX, вып. 2, с. 124-147.
21. Марцинковский В. А., Рудис М. А. Способ повышения устойчивости роторов центробежных насосов. // В сб. "Динамика и прочность машин" / вып. 6, издательство Харьковского университета, 1967, с. 80-85.
22. Марцинковский В. А., Симоновский В. И. Влияние конусности щелевых уплотнений на устойчивость роторов центробежных машин // Изв. Вузov / Сер. Машиностроение, 1978, № 3, с. 90-93.
23. Марцинковский В. А., Симоновский В. И. Динамическая устойчивость плавающих уплотнительных колец. / Проблемы машиностроения, 1979, № 8, с. 37-40.
24. Childs D. W., Dressman J. B. Convergent-tapered annular seals: analysis coefficients. // Trans. ASME: J. Tribol. 1985, 107, N 3, p. 307-317.
25. Fleming D. P. Experimental Stiffness of Tapered Bore Seals. / Trans. ASME: J. Vibr. Acount., Stress and Reliab. Des., 1986, N 1, p. 91-94.
26. Dhagat S. K., Sinhasan R., Singh D. V., Analysis of a ring-type seal by the finite element method. / "Wear", 1981, 68, N 7, p. 359-369.
27. Dhagat S. K., Sinhasan R., Singh D. V., The non-linear response of hydrodynamic seals. / "Wear", 1982, 82, N 2, p.153-165.
28. Бережной И. С., Бондаренко Г. А., Марцинковский В. А. Экспериментальное исследование динамики уплотнений с плавающими кольцами. // Экспресс-информация, сер. ХМ-5, №6 / ЦИНТИХИМнефтемаш. – М., 1979. – 18 с.
29. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник./ Под общей ред. Голубева. А. И. и Кондакова Л. А. – М.: Машиностроение, 1986, 464 с.
30. Судзуки Минэо и др. Разработка уплотнения с плавающим кольцом для вала турбонасоса жидкого водорода. – Коку утю гидзюку кэмкюсе хококу, 1982, № 710, с. 1-30.

31. Сор. Дж. С. Неполадки турбомашин: причины и устранение. Переработка углеводородов. – М.: Недра, 1977, № 12, с. 11-19.
32. Becker E. Stromungsvorgange in ringformigen Spalten (Labiryntdichtungen). VDJ Zeitschrift. Mitt.Forsch.-Arb., H. 48, 1907, s. 1-42.
33. Winkel R. Die Wasserbewegung in Leitungen mit Ringsspalt-Durchflu querschnitt. // Z.D.A.M.M., B 3, N 1. 1923.
34. Lonsdale T. The flow of water in the annular space between two coaxial cylindrical pipes, Phil. Mag., s. 6, 46, 1923.
35. Suzuki S. On the Leakage of water through clearance space. / Journal of the faculty of engineering. – Tokyo University, 1929, v. 18, N 2.
36. Cornish R. J. Flow of water through fine clearances with relative motion of the boundaries. / Proc. Roy. Soc. London, 1933, A 140, 1933, p. 227-240.
37. Кожевникова Е. И. Исследование гидравлических сопротивлений узких щелей. // Труды ВИГМ, вып. 24, М.: Машгиз, 1959, с. 59-71.
38. Голубев А.И. О движении вязкой несжимаемой жидкости в коротких подшипниковых щелях при ламинарном и турбулентном режимах течения. // В кн.: Труды 3-й Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. М.: изд. АН СССР. 1960, Т. 3, с. 60-67.
39. Белоусов А. И., Ржевский В. Б. Теоретические основы расчета течения рабочей жидкости в щелевых уплотнениях при турбулентном режиме // В сб.: "Проектирование и доводка авиационных ГТД", - КуАИ, 1983, с. 64-76.
40. Yamada Y. Resistance of flow through an annulus with an inner rotating cylinder. Bulletin of JSME, N 8, 1962, p. 629-632.
41. Бережной И. С. Автоколебания плавающих уплотнительных колец. // Вестник машиностроения. 1979, № 10, с. 19-21.
42. Кузнецов М. Д. Гидродинамика эксцентричного кольцевого сечения. – ДАН СССР, т. 85, № 4, 1952, с. 715-717.

43. Исаченко В. П., Галин Н. М. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при турбулентном движении жидкости в каналах кольцевого сечения. // В кн.: Теплообмен и гидравлическое сопротивление. / Труды МЭИ, 1965, вып. 63, с. 11-16.
44. Зимницкий В. А. Протечки через зазор между неподвижным и вращающимся цилиндрами. // ТРУДЫ ЛПИ, 1968, № 297, с. 56-62
45. Childs D.W. Finite-length solutions for the rotordynamic coeff. of constant clearance and convergent tapered annular seals. // "3rd Int. Conf. Vibr. Rotat. Mach., Pap. Int. Conf. Heslington 11-13 Sept., 1984". London, 1984, p.223-231.
46. Childs D.W. Finite-length Solutions for the Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals. // Trans. ASME: J. Lubr. Tech., 1983, 105, N 6, p. 437-445
47. Childs D.W., Chang-Ho Kim. Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals with Different, Directionally-Homogeneous Surface-Roughness Treatment for Rotor and stator Elements. // Trans. ASME: J. Tribol., 1985, 107, N 6, p. 296-306.
48. Hirs G. G. A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films. / ASME Journal of Lubrication Technology, Apr. 1973, p. 137-146.
49. Black H. F., Jenssen D. N. Effects of High-Pressure Ring Seals on Pump Rotor Vibrations. // ASME Paper. N 71-WA/FF-38, 1971, p. 1-5.
50. Статические характеристики щелевых уплотнений типа втулок. // Канэко Сатору, Хори Юкио, Като Такахиса, Танака Масато. Дзюнкацу, 1986, 31, № 7, с. 493-500.
51. Букер Дж. Ф., Хюбнер К. К. Применение метода конечных элементов в теории смазки: инженерный подход. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. / Сер. Проблемы трения и смазки. - 1972, № 4, с. 22-39.
52. Редди М. М. Решение задачи о несжимаемой смазке методом конечных элементов. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. / Сер. Проблемы трения и смазки, 1969, № 3, с. 169-179.

53. Hays D. F. A variational approach to Lubrication Problems and the Solution of the Finite Journal Bearing. Trans. ASME: Journal of Basic Engineering, 1959, 81, N 1, p. 13.

54. Хадер М. С. Общий интегральный метод численного решения задач смазки. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех./ Сер. Проблемы трения и смазки, 1984, № 2, с. 54-59.

55. Бондаренко Г. А., Ганелин Б. Я., Ережной И. С. Упругогидродинамический анализ уплотнения с плавающими кольцами. // В кн.: Конструирование, исследование, технология и организации производства компрессорных машин / Сб. научн. трудов. – ВНИИ-компрессормаш. Сумы, 1978, с. 40-44

56. Камал М. М. Уплотнение с высоким давлением в заборе. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. / Сер. Проблемы трения и смазки.- № 2, 1968, с. 111-116.

57. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966, 636 с.

58. Ван Н. М., Камал М. М. Упругогидродинамические эффекты во втулочных уплотнениях. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. / Сер. Проблемы трения и смазки. - 1970, № 2, с. 140-144. Изд. Мир.

59. Харрис Х. Д. Упругогидродинамический анализ втулочного уплотнения высокого давления. // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. Сер. Проблемы трения и смазки, 1972, № 4, с. 45-51.

60. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчеты на прочность деталей машин. Изд. 2-е, испр. и доп. М.: Машино строение, 1966. - 616 с.

61. Halligan B. D. The development of a flexible bushing seal for rotating shafts./ Tribol. Int., 1986, 19, N 4, p. 175-180.

62. Кибец Ю. А., Кулешов С. А., Марцинковский В. А., Савченко Е. Н. Радиально-угловые колебания плавающих уплотнительных колец. //

Тезисы докладов к XXI Всес. научн.-техн. совещанию по проблемам прочности двигателей. - М.: 1986, с. 93-94.

63. Мельник В. А., Кибец Ю. А., Бережной И. С. Оптимизация конструкций деформируемых плавающих колец. // Тезисы докладов к IV Всес. научн. - техн. совещанию по уплотнительной технике. Сумы, 1985, с. 11-12.

64. Кибец Ю. А., Кулешов С. А., Мельник В. А., Прядко С. В., Савченко Е.Н. Разработка и расчет деформируемых щелевых уплотнений роторов турбонасосных агрегатов // Тезисы докладов к XXI Всес. научн. - техн. совещанию по проблемам прочности двигателей. М.: 1986, с. 92.

65. Хворост З. А., Прядко С. В., Кибец Ю. А. Расчет упругих плавающих уплотнений // Тезисы докладов к IV Всес. конф. "Контактная гидродинамика". - Куйбышев, 1986, с. 179-180

66. Хворост З. А., Прядко С. В., Кибец Ю. А. Метод расчета плавающих уплотнений. / Вестник машиностроения, 1987, № 6, с. 23-25.

67. Кибец Ю. А. Гидроупругий анализ деформируемых щелевых уплотнений роторных машин. // Тезисы докладов к V Всес. научн.-техн. совещанию по уплотнительной технике. Сумы, 1988, с. 98-99.

68. Кибец Ю. А. Конструкции и экспериментальные исследования щелевых уплотнений податливого типа. // Тезисы докладов к V Всес. научн.-техн. совещанию по уплотн. технике. - Сумы, 1988, с. 100-101.

69. Кибец Ю. А. Плавающие уплотнения высокооборотных машин и пути повышения их герметизирующей способности // Тезисы докладов к IV Всес. научн.-техн. совещанию по уплотнительной технике. Сумы, 1985, с. 64-66.

70. А. с. 1117417 (СССР). Уплотнение вала / В. А. Марцинковский, В. А. Мельник, И. С. Бережной, Е. В. Бондаренко, Ю. А. Кибец. Опубл. в Б.И. 1984, №37.

71. Нацвин А. Н., Прядко С. В., Кунцев С. В., Кибец Ю. А. Оптимальное проектирование плавающих уплотнений нефтяных насосов. //

Тезисы докладов к III Всес. конф. по динамике, прочности и надежности нефтепромыслового оборудования. Баку, 1983, с. 103.

72. Уплотнение вала / Марцинковский В. А., Гулый А. Н., Цельник В. А. – Заявлено 13.06.86, № 4141845/08 (91015). Положительное решение по заявке от 24.02.87.

73. Harris H. D., Macneil P. R. The calculation of leakage, friction and deformation of a Morrison seal. / 6th Int. conf. on fluid sealing, Munich, 1973, Paper N 6, p. 71-84.

74. Morrison J. L. M., Grossland B., Parry J. S. C. Fatigue under Tri-Axial Stress: Development of a testing machine and preliminary results./ Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. London, Vol. 170, 1956, p. 697-712.

75. Кибец Ю. А., научный руководитель Марцинковский В. А. Разработка методов расчёта деформируемых щелевых уплотнений турбонасосных агрегатов. // Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. Харьков, 1988. – 252 с.

76. Workbench User`s Guide, Release 18.2, ANSYS Inc., 2017.