

УДК 621.67: 621.51.62-762
КП
№ держреєстрації 0113U000135

Інв. №

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
(СумДУ)
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2,
тел./факс (0542) 33-41-08

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової роботи
д-р фіз.-мат. наук, професор

_____ А.М. Черноус
2014.12.30

З В І Т
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
„ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА РОЗРОБКА ТЕОРІЇ
НОВИХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ
КОНСТРУКЦІЙ УЩІЛЬНЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН”
(заключний)

Начальник науково-дослідної частини
канд. фіз.-мат. наук

Д.І. Курбатов

Керівник НДР

В.А. Марцинковський

2014

Рукопис закінчений 24 грудня 2014 р.
Результати роботи розглянуті науковою радою університету,
протокол від 25.12.2014 р. № 5

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР Головний науковий співробітник засл. діяч науки и техніки України докт. техн. наук, професор	2014.12.24	В.А. Марцинковський (розд. 2, 3, висновки)
Відповідальний виконавець Зав. проблемною лабораторією «Гермомеханіки і вібродіагностики» канд. техн. наук, доцент	2014.12.24	А.В. Загорулько (розд. 1, 2, 3, висновки)
Старший науковий співробітник канд. техн. наук, доцент	2014.12.24	Є.М. Савченко (розд. 2, 3, висновки)
Молодший науковий співробітник	2014.12.24	С.М. Гудков (розд. 2, 3)
Молодший науковий співробітник	2014.12.24	С.О. Міщенко (розд. 2)
Молодший науковий співробітник	2014.12.24	А.В. Дейнека (розд. 2)
Молодший науковий співробітник	2014.12.24	В.В. Пилипенко (розд. 2)
Молодший науковий співробітник	2014.12.24	А.Г. Халізева (розд. 2)
Лаборант	2014.12.24	О.В. Орел (розд. 3)
Лаборант	2014.12.24	С.А. Терновський (розд. 3)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 100 с., 52 рис., 4 табл., 60 джерел.

Об'єкт дослідження: гідрогазодинамічні, трибомеханічні, міцнісні і ротородинамічні процеси в нових конструкціях ущільнень.

Мета роботи – створення нових конструкцій ущільнень і теорії їх розрахунку для покращення робочих характеристик, підвищення надійності, енергоефективності та екологічної безпеки насосного і компресорного обладнання за рахунок поглибленого вивчення їх робочого процесу.

Методи дослідження – обчислювальний експеримент за допомогою методів скінченних елементів і об'ємів, методи оптимізації газодинамічних та вібраційних характеристик, експериментальні методи досліджень робочого процесу у нових конструкціях ущільнень відцентрових машин.

Ущільнення нерухомих і особливо рухомих з'єднань є важливішими вузлами, що забезпечують надійність, економічність і безпеку технологічного обладнання. Аварійні відмови ущільнень частіш всього є причинами крупних техногенних катастроф і аварій на нафто- і газоперекачувальних станціях, на хімічних і нафтопереробних підприємствах, на атомних електростанціях та ін. Вимушені простоя технологічних ліній і систем, які обумовлені відмовами ущільнень, наносять значні економічні збитки, а ремонт ущільнень потребує великих затрат ручної праці і дорогих матеріалів.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: покращення гідрогазодинамічних характеристик, герметичності, віброннадійності та зменшення витрат на тертя, створення та впровадження нових високоефективних конструкцій ущільнень насосів та компресорів; розв'язання задачі течії рідини і вологого газу (двухфазне середовище – газ з невеликим вмістом рідини) у дроселюючих каналах шпарових ущільнень з урахуванням прецесійного руху валу, визначення жорсткостей та демпфірувань; розв'язання задачі динаміки аксіально-рухомого кільця торцевого імпульсного ущільнення.

Рекомендації по використанню результатів роботи і галузь застосування - нові вдосконалені конструкції ущільнень відцентрових машин та методики їх чисельного та аналітичного розрахунку можуть використовуватися підприємствами насосного и компресорного машинобудування при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій відцентрових машин, що використовуються у нафтогазовидобувній промисловості, тепловій і атомній енергетиці, ракетно-космічній техніці для підвищення їх надійності, економічності та екологічної безпеки.

НАСОСИ ТА КОМПРЕСОРИ, ГАЗОДИНАМІЧНІ І РОТОРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ, МЕТОД СКІНЧЕННИХ ОБ'ЄМІВ ТА ЕЛЕМЕНТІВ, ОПТИМІЗАЦІЯ, УЩІЛЬНЕННЯ, ЖОРСТКОСТНІ ТА ДЕМПФІРУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Комп'ютерне моделювання двофазної течії в шпаринних і торцевих ущільненнях.....	9
1.1 Застосування багатофазних насосів і компресорів в підводних установках	9
1.2 Структура потоку і режими течії в горизонтальній трубі.....	11
1.3 Моделювання методом балансу чисельності (популяції) ізотермічної бульбашкової течії.....	14
1.4 Аналіз двофазного потоку у шпаринному ущільненні.....	16
1.4.1 Вступ.....	16
1.4.2 Розрахунок двофазного потоку у шпаринному ущільненні.....	17
1.5 Висновки.....	38
2 Дослідження торцевих імпульсних ущільнень.....	40
2.1 Аналіз впливу геометричних параметрів імпульсного ущільнення на його динамічні характеристики.....	40
2.1.1 Вступ.....	40
2.1.2 Динаміка імпульсного ущільнення. Основні вираження.....	41
2.1.3 Числовий приклад.....	44
2.1.4 Висновки.....	49
2.2 Статичний розрахунок запірною імпульсного ущільнення.....	50
2.2.1 Конструкція і принцип роботи ущільнення.....	50
2.2.2 Побудова статичних характеристик запірною імпульсного ущільнення для рідини.....	54
2.2.3 Висновки.....	63

2.3	Випробування торцевих запірних імпульсних ущільнень.....	64
3	Експериментальні дослідження нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя...	73
3.1	Вступ.....	73
3.2	Експериментальний ущільнюваний вузол і результати експериментів.....	75
3.3	Ресурсні випробування торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками.....	83
3.4	Висновок.....	91
	Висновки.....	92
	Перелік посилань.....	94

ВСТУП

Як відомо енергія - основний ресурс, який забезпечує існування сучасного суспільства. Сьогодні перед кожною державою світу дуже гостро стоять проблеми пошуку нових джерел енергії, економії енергоресурсів та захисту навколишнього середовища. Тому наряду з ефективним енергозбереженням необхідне широкомасштабне отримання енергії із нових джерел, значне збільшення к.к.д. та покращення екологічних характеристик існуючих і знову споруджуваних енергетичних установок, обладнання та ін.

Відцентрові машини - насоси і компресори загалом споживають біля половини всієї енергії, котра виробляється в країні. Вони широко використовуються у всіх галузях промисловості, у тому числі і в енергетиці. Робочі параметри цих агрегатів постійно збільшуються, що потребує посилення вимог до їх економічності, вібраційних характеристик, надійності та герметичності. Прикладом таких машин є живильні насоси атомних електростанцій, насоси та компресори для перекачування нафти та природного газу. Ці відцентрові машини є дуже енергоємними та в них значна частина споживаної потужності втрачається на витоки і витрати потужності на тертя в безконтактних і контактних ущільненнях валів. Так по деяким даним близько 60% викидів в атмосферу складають неконтрольовані витоки через ущільнення. Достатньо відзначити, що навіть для агресивних рідин нормальними вважаються витоки через сальникові ущільнення на рівні до 2 літрів в годину. У рік це складає 16 т. перекачуваного середовища тільки через одне ущільнення. Ці тонни потребують знешкодження і утилізації, що пов'язано з великими додатковими витратами. Тому, надійність і герметичність ущільнень є вирішальним чинником екологічної безпеки, ресурсо- та енергозбереження.

Проблеми герметизації особливо актуальні в техніці видобування нафти та газу на шельфах морів. Відповідне насосне і компресорне обладнання працює у складних умовах, які пов'язані з перекачуванням вологого газу (газо - рідинних сумішей). Тим більше, що проведення налагоджувальних і ремонтних робіт потребує значних фінансових витрат.

Основними задачами аналізу системи ротор-ущільнення є обчислення витрат і гідродинамічних сил у кільцевих дроселях, а також оцінка вібраційного стану ротора, який визначається цими силами. Таким чином, при створенні нових високоефективних конструкцій ущільнень необхідним є урахування не тільки їх гідродинамічних, але й ротородинамічних характеристик (жорсткостей і демпфірувань).

Процес створення нових і вдосконалення існуючих ущільнень валів відцентрових машин може бути покращений за рахунок використання сучасних інноваційних технологій інженерного аналізу, які пов'язані з комп'ютерним моделюванням і оптимізацією та базуються на чисельних методах обчислювальної механіки рідини і газу та твердого деформованого тіла. Нові конструкції ущільнень дозволять забезпечити економію енергії та перекачуваних продуктів, а також екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

На підставі викладеного ясно, що актуальність задачі підвищення ефективності роботи відцентрових насосів та компресорів за рахунок створення нових конструкцій ущільнень з покращеними характеристиками, їх чисельного аналізу, експериментальних досліджень, оптимізації гідрогазодинамічних та ротородинамічних характеристик, розробки методик їх інженерного розрахунку безперервно зростає. А результати досліджень можуть бути актуальними у суміжних галузях науки при розрахунку і проектуванні практично всіх типів відцентрових машин та їх вузлів.

Таким чином, **метою** даної роботи є створення нових конструкцій ущільнень і теорії їх розрахунку для покращення робочих характеристик, підвищення

надійності, енергоефективності та екологічної безпеки насосного і компресорного обладнання за рахунок поглибленого вивчення їх робочого процесу.

Для досягнення даної мети в роботі вирішуються наступні задачі:

- покращення гідрогазодинамічних характеристик, герметичності, вібронадійності та зменшення витрат на тертя, створення та впровадження нових високоефективних конструкцій ущільнень насосів та компресорів;
- розв'язання задачі течії рідини і вологого газу (двухфазне середовище – газ з невеликим вмістом рідини) у дроселюючих каналах шпарових ущільнень з урахуванням прецесійного руху валу, визначення жорсткостей та демпфірувань;
- розв'язання задачі динаміки аксіально-рухомого кільця торцевого імпульсного ущільнення;
- статичний розрахунок та випробування промислових зразків запірних торцевих імпульсних ущільнень для компресорів синтезу газу і вуглекислого газу;
- експериментальні дослідження нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя та їх ресурсні випробування.

1 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ В ШПАРИННИХ І ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕННЯХ

1.1 Застосування багатофазних насосів і компресорів в підводних установках

Технологія багатофазного відкачування розвинулася настільки, що стає важливим компонентом в найрізноманітніших схемах здобичі. Переставши бути вузькоспеціалізованою, технологія багатофазного відкачування швидко стає стандартною складовою сучасної системи видобутку нафти і газу. Із застосуванням багатофазного відкачування забезпечується економія витрат і досягається технологічна гнучкість в застосуванні: спектр відкачуваної рідини включає як важку нафту наземних родовищ, так і звичайну нафту морських і шельфових родовищ. В майбутньому, у міру поліпшення показників ефективності і надійності, очікується широке використання цієї технології при роботі з мокрим газом і в підземному свердловинному устаткуванні [1].

Технологія багатофазного відкачування є єдиною промисловою технологією переробки в підводних установках. Технологія багатофазного відкачування представляє найосновніший тип переробки при підводній здобичі і, тому, є найбільш доступною. Вона дозволяє безпосередньо перекачувати багатофазну суміш при мінімальному наборі устаткування. Багатофазні насоси також можуть бути використані спільно з іншими технологічними схемами підводної переробки. Наприклад, в системі з частковою сепарацією здобутої рідини. В цьому випадку багатофазний насос є найкращим варіантом відкачування потоку рідини з деяким змістом попутного газу. Багатофазний насос або компресор мокрого газу також представляють найкращий вибір для відкачування потоку газу. Якщо газ не виходить під власним тиском, то багатофазний насос або компресор мокрого газу можуть підняти тиск потоку газу, навіть якщо в ньому є присутніми декілька

відсотків об'ємного вмісту рідини. Будучи відносно новою сферою застосування, підводне відкачування рідини багатофазними насосами вже має серйозну історію.

У більшості випадків технологія багатофазного відкачування є єдиною життєздатною для вирішення екологічних проблем, таких як зниження об'єму спалювання на факелі, монтаж систем збору викидів газу або зниження ризику витоків з резервуарів зберігання на майданчику свердловин.

Підводні свердловини мають одне з найнижчих значень кінцевої нафтовіддачі в нафтогазовій індустрії. Для досягнення задовільного значення нафтовіддачі потрібне застосування таких технологій підводної здобичі, які сприяють належному вичерпанню резервуару. Будучи найбільш поширеною формою підводної обробки рідини, технологія багатофазного відкачування обіцяє грати дуже важливу роль у схемах розробки підводних родовищ.

Технологія багатофазного відкачування є промисловою технологією, яка визнана кращою в різних схемах здобичі нафти і газу. Проте ця технологія являється дуже молодого, що з'явилася в результаті адаптації технології однофазного відкачування. Нині існує тільки друге покоління насосів такого типу.

Не будучи абсолютно новою сферою застосування, підводне багатофазне відкачування є новим у сфері технологій об'ємного витіснення. Для підводного застосування інтереси сфокусовані на розумінні видів відмови, середньому часі напрацювання на відмову і на кількості втручань персоналу.

Було виявлено, що при збільшенні об'ємного коефіцієнта змісту газу к.к.д. багатофазного насоса різко знижується. Очевидно, що не зважаючи на економію первинних капітальних витрат, при використанні багатофазного насоса в установках по відкачуванню мокрого газу потрібне проведення додаткової роботи. Виробники насосів працюють над поліпшенням к.к.д. при значенні об'ємного коефіцієнта змісту газу, що знаходиться в діапазоні 95-99%, а виробники компресорів працюють над тим, щоб компресор мав змогу витримувати вміст рідини в діапазоні 1-5%.

1.2 Структура потоку і режими течії в горизонтальній трубі

Структура двофазного потоку в горизонтальній трубі є більш складною, ніж потік у вертикальній трубі, оскільки сила тяжіння/виштовхуюча сила перпендикулярна основному напрямку потоку, що призводить до того, що газова/рідка фази переважно займають верх/дно труби або навіть при цьому відбувається просте розшаровування горизонтального потоку на деяких режимах течії. Рисунок 1.1 демонструє картину течії в горизонтальній трубі. Як показано на рисунку 1.1 *а*, бульбашковий потік в горизонтальній трубі має структуру потоку подібну до потоку у вертикальній трубі, але при цьому бульбашки мають велику тенденцію мігрувати у верхню половину труби під дією виштовхуючої сили (плавучості). Цей режим течії зазвичай відбувається при високій швидкості потоку рідини, чия велика турбулентність може протидіяти злиттю бульбашок у безпосередній близькості від верхньої стінки труби. При збільшенні витрати газу і зниженні швидкості рідини, окремі бульбашки поряд з верхньою стінкою труби формують великі подовжені бульбашки газу, цей режим течії називають поршнеvim потоком (рис. 1.1 *б*).

Повне розділення двох фаз відбувається, коли рідинна і газова фази рухаються при малих швидкостях. Стійка горизонтальна поверхня розділу, як правило, спостерігається в так званій слоїстій структурі потоку, яка показана на рисунку 1.1 *в*. Збільшення швидкості газу у слоїстому потоці призводить до того, що за рахунок міжфазного зусилля зсуву, викликаного істотною відносною швидкістю, утворюється частково слоїста фаза рідини в газовій фазі з хвилями на поверхні розділу фаз. При цьому гребені хвиль не торкаються верхньої частини труби, як показано на рисунку 1.1 *г*. Ця структура течії називається хвилевим потоком.

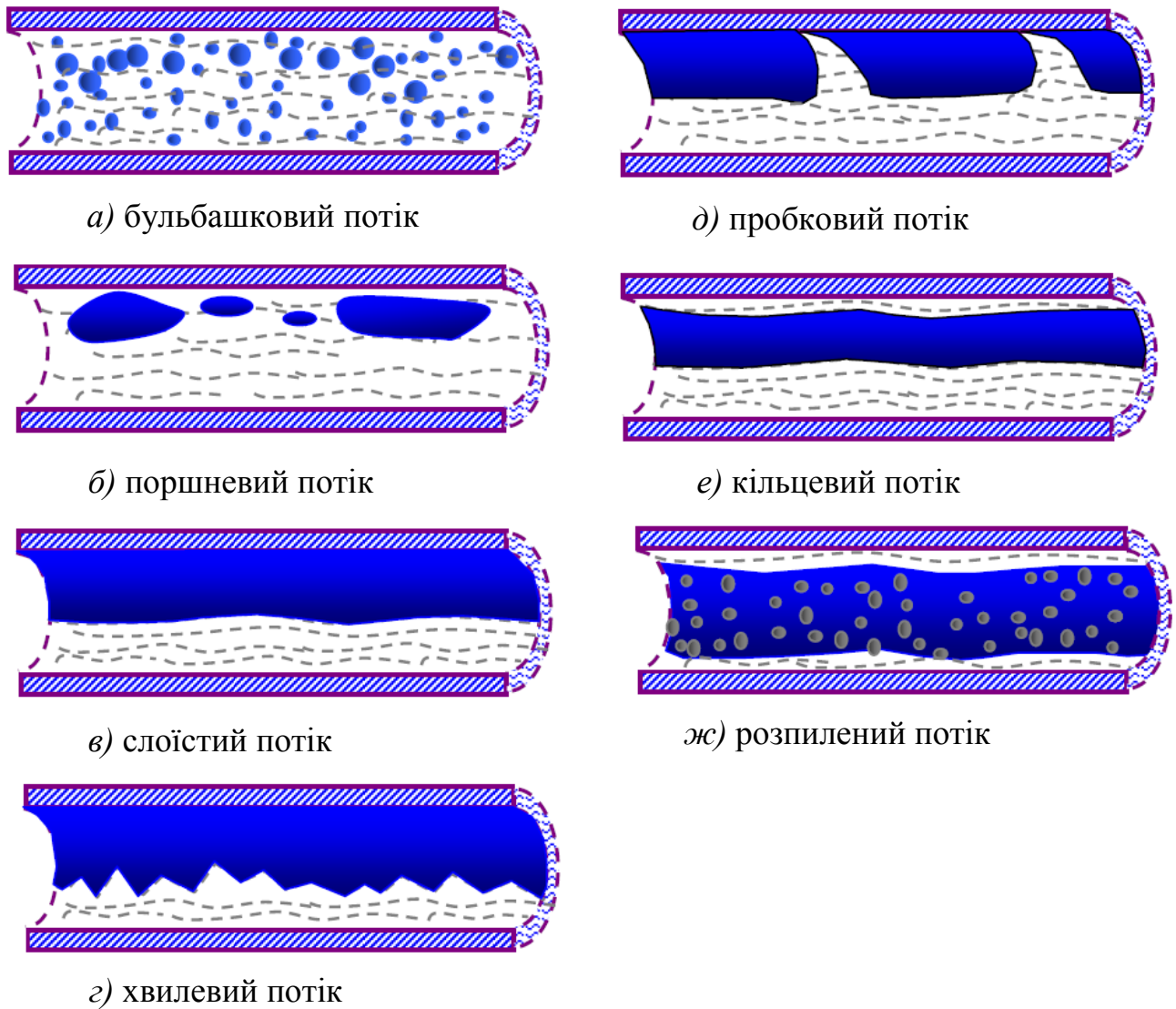
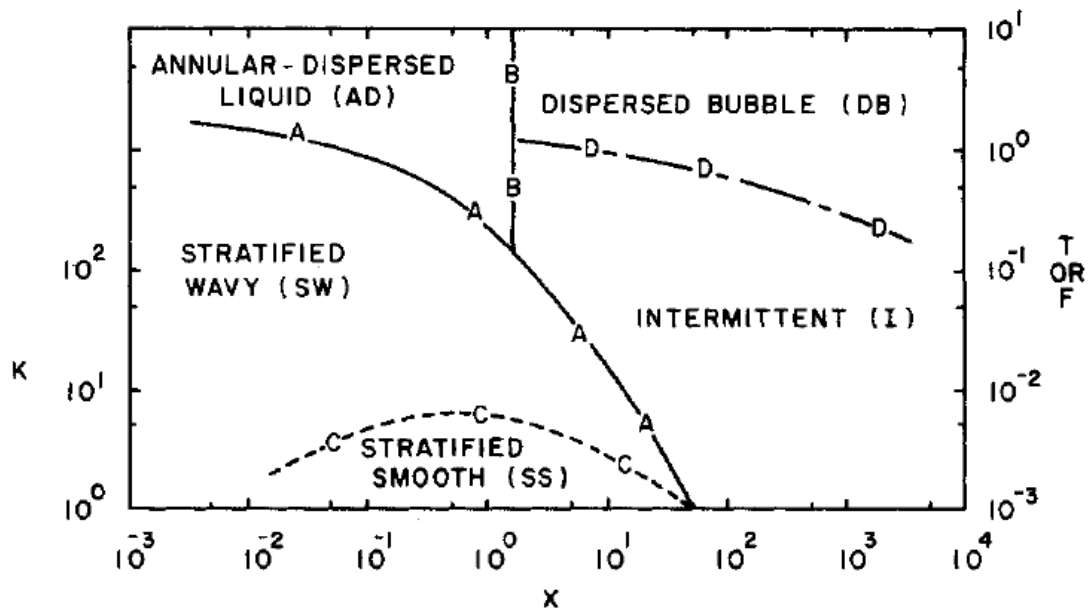


Рисунок 1.1 - Структури двофазної течії (повітря-вода) в горизонтальній трубі

Коли міжфазні хвилі стають досить великими і змочують верхню частину труби, то відбувається пробковий стан потоку. Як показано на рисунку 1.1 д, хвилі великої амплітуди постійно торкаються верхньої стінки труби, залишаючи тонку плівку рідини, що знаходиться в газовій фазі. Безперервна газова фаза відділяється цими тонкими плівками рідини і розбивається на подовжені бульбашки. Діаметри цих бульбашок подібні до діаметру труби. При збільшенні швидкості течії газу усередині поверхні труби утворюється безперервна кільцева плівка рідини, цей

режим течії називається кільцевим потоком. Кільцевий потік в горизонтальній трубі має аналогічні характеристики з потоком у вертикальному трубі, проте плівка рідини має різну товщину на дні і зверху труби, як показано на

рисунку 1.1 е. При високих швидкостях течії газу, маленькі крапельки рідини можуть відділятися від основного потоку газу у безпосередній близькості до стінки, такий режим течії називається розпилений потік (рис. 1.1 ж).



CURVE: A B B C D
 COORDINATE: F vs X K vs X T vs X

$$X = \left[\frac{(dP/dx)_L^S}{(dP/dx)_G^S} \right]^{1/2}$$

$$F = \frac{\rho_G U_G^S}{(\rho_L - \rho_G) \sqrt{Dg \cos \alpha}}$$

$$T = \left[\frac{|(dP/dx)_L^S|}{(\rho_L - \rho_G) g \cos \alpha} \right]^{1/2}$$

$$K = \left[\frac{\rho_G U_G^S U_L^S}{(\rho_L - \rho_G) g \nu \cos \alpha} \right]^{1/2}$$

Рисунок 1.2 – Діаграма режимів течії для двофазного потоку (повітря-вода) в горизонтальній трубі, запропонованого Тайтель і Даклер (1976)

На рисунку 1.2 приведена експериментальна діаграма режимів течії для двофазного потоку (повітря-вода) в горизонтальній трубі, запропонованого Тайтель і Даклер (1976). Грунтуючись на фізично реалістичних механізмах переходу між різними режимами течії, Тайтель і Даклер (1976) запропонували аналітичне визначення критерію переходу від одного режиму потоку до іншого. Ці межі переходу нанесені пунктирними лініями на двомірній діаграмі.

1.3 Моделювання методом балансу чисельності (популяції) ізотермічної бульбашкової течії

Два методи можуть бути використані для опису характеристик бульбашкової двофазної течії рідини, а саме підхід Лагранжа і підхід Ейлера відповідно. При використанні підходу Лагранжа, вибирається бульбашка і розглядається її рух у просторі і в часі. У підході Лагранжа розглядається рух одного об'єкту і його траєкторія. Підхід Ейлера не вивчає траєкторію однієї бульбашки, а отримує загальну інформацію про розподіл дисперсної фази і середні характеристики в цілому групі бульбашок.

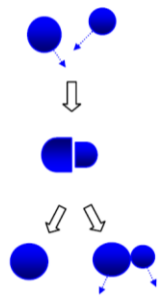
Оскільки частим є злиття і розпад бульбашок, то практично неможливим є простежити траєкторію одного взятого об'єкту у зв'язку з його створенням або подальшим зникненням. Тому, надалі буде застосовуватись Ейлеровий підхід і метод балансу чисельності (популяції) бульбашок газу і крапель рідини.

Математично змінна, яка описує об'єкт має бути представлена в "зовнішніх" і "внутрішніх" координатах. "Зовнішня" координата використовується для зазначення цього об'єкту, фізичне положення якого регулюється конвекцією і дифузиею потоку, тоді як "внутрішня" координата описує властивості об'єкту, такі як: кількість, розмір, площа поверхні, швидкість і так далі. Як правило, зовнішня і внутрішня координати об'єкту представлені кінцевим розмірним простором станів

і загальним числом об'єктів в просторі станів. Проте в деяких процесах, таких як зародження частинок, скупчення, злиття і розпад бульбашок і так далі, кількість об'єктів у такому просторі станів може змінюватися у зв'язку з процесом "народження", що створює нові бульбашки і процесом "смерті", що руйнує існуючі бульбашки.

Механізм злиття

Випадкове зіткнення

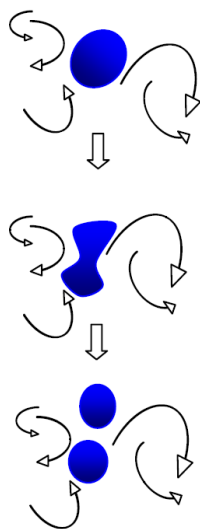


Збудження віднесення

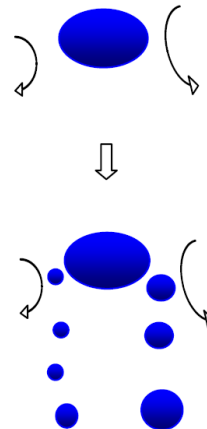


Механізм розпаду

Турбулентний вплив



Зріз



Поверхнева нестійкість

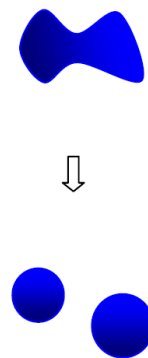


Рисунок 1.3 – Схематичне зображення механізмів злиття і розпаду бульбашок

Оригінальна концепція моделі балансу чисельності (популяції) запозичена з рівняння Больцмана, яке описує розв'язання просторового положення і швидкостей молекул в просторі. Модель MUSIG (Декількох Груп Розмірів) розроблена для обробки полідисперсних багатофазних середовищ. Полідисперсний багатофазний потік, це потік, дисперсна фаза якого має більшу зміну в розмірі і його важко описати одним середнім об'ємом. Залежно від припущення про однакові або різні швидкості в такій групі розмірів, модель може бути як однорідною так і неоднорідною MUSIG моделлю. У однорідній моделі MUSIG, M груп розмірів фракцій використовуються для апроксимації безперервного розподілу розміру частинок (PSD) і перетворення в кожному розмірі фракцій, що виражається рівнянням перенесення від його початкового ядра управління міжгруповою фракцією передачі за рахунок механізмів злиття і розпаду бульбашок. Схематична ілюстрація механізмів злиття і розпаду показані на рис. 1.3.

1.4 Аналіз двохфазного потоку у шпаринному ущільненні

1.4.1 Вступ

Підводне видобування стає насущною технологією для успішного розроблення газових запасів у Північному морі, ціла низка технологічних запитань виходить на передній план у нафтовій і газовій промисловості. Важливою є здатність перекачувати газ, який включає істотну кількість рідини. Перекачування мокрого газу вимагає знань в області прогнозування характеристик турбомашин зі змішаною фазою течії, а також про механічну надійність машин у подібному середовищі. У багатьох конструкціях турбомашин загальним є використання технологічних рідин для допоміжних цілей таких як шунтуючі вприскування, охолоджувачий потік і так далі. У більшості застосувань на суші, це відносно просте рішення оскільки завжди потрібний простір для забезпечення

видобування і в цій ситуації можна використати велике устаткування таке як сепаратори рідкої/газової фази, які можуть легко поєднуватися в конструкції. Оскільки устаткування переміщується у відкрите море, це стає надзвичайно дорогим для підводних застосувань.

У відповідь на запити ринку потрібно розробити технологію для перекачування мокрого газу в підводних умовах. Це вимагає всебічного погляду на всі робочі параметри відцентрового компресора при перекачуванні мокрого газу.

1.4.2 Розрахунок двохфазного потоку у шпаринному ущільненні

Шпаринні (демпферні) ущільнення обмежують перетікання між ступенями у відцентрових насосах і компресорах. Робоча рідина - технологічна малов'язка рідина або технологічний газ. Шпаринні ущільнення подібні по конструкції до циліндричних підшипників ковзання, але мають особливу структуру потоку з турбулентною течією і ефектами інерції рідини. Ущільнення мають великі градієнти тисків, при цьому осьовий розвиток окружної вихрової швидкості призводить до створення перехресних гідродинамічних сил. Коефіцієнти ротородинамічних сил ущільнення переважно впливають на стійкість і динамічний силовий відгук високонавантажених насосів і компресорів. Текстурування поверхні статора (макрошорсткість) знижує вплив небажаних перехресних динамічних сил і покращує стійкість системи, а також є зараз загальною практикою в технології демпферних ущільнень. Подальше використання газових демпферних ущільнень з сотами, набором отворів круглого перерізу, і т.д., має позитивний вплив на частотно залежні коефіцієнти сил (жорсткість і демпфірування), що може істотно підвищувати в певних частотних діапазонах демпфірування і центруючу жорсткість. Це дозволяє виконувати ущільненням функції навантажених підшипникових елементів, а також

підвищувати коефіцієнт демпфірування системи ротор-підшипник (логарифмічний декремент) для стандартних промислових технічних умов.

Як правило, шпаринні ущільнення працюють на рідині (в насосах) або газі (в компресорах), рідко на суміші обох. В даний час проведені великі експериментальні та теоретичні дослідження, що описують течії рідинних і газових середовищ в шпаринних ущільненнях. Проте, все ще мало публікацій з досліджень шпаринних ущільнень на газорідинних сумішах і з пароутворенням рідини (фазовим зміною).

Нафтоперекачуючі насосні станції часто працюють з присутністю газу в рідинах, який впливає на повний к.к.д. насосів і їх надійність. Мало проведено досліджень для ущільнень, що працюють в таких умовах, тому необхідно визначати протікання в ущільненні, втрати потужності, коефіцієнти ротородінамічних сил, можливо також враховувати вплив випадкових вібрацій, які передаються на всю систему ротор-підшипники-ущільнення.

Актуальним є ідентифікація динамічних коефіцієнтів в ущільненнях, які працюють на газорідинних сумішах. Нагадаємо, що (лінійаризовані) коефіцієнти сил, предствляють змінення в реакціях сил в результаті переміщень з малими амплітудами біля рівноважного положення. Типова лінійна модель описується рівняннями

$$F = -Kz - C\dot{z} - M\ddot{z} \quad (1.1 \text{ a})$$

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{XX} & M_{XY} \\ M_{YX} & M_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (1.1 \text{ b})$$

де $F = \{F_x, F_y\}^T$ і $z = \{x_{(t)}, y_{(t)}\}^T$ – вектори бокових сил реакцій і переміщень, відповідно.

Матриці містять коефіцієнти жорсткості, демпфірування і сили інерції. Інерція рідини і додаткові коефіцієнти є суттєвими в ущільненнях при високих швидкостях і великих перепадах тиску.

У загальному випадку, коефіцієнти динамічних сил рідинного ущільнення є частотно незалежними. Таким чином, фізична модель $K - C - M$ є адекватною. Проте, стисливість рідини (в демпферних ущільненнях) призводить до того, що жорсткість збільшуються з ростом змушуючої частоти (ω), а коефіцієнт демпфірування спочатку підвищується зі зміною змушуючої частоти, а надалі може різко падати.

На рис. 1.4 зображена геометрія типового шпаринного ущільнення. Однорідна газожидкостна суміш у шпаринному зазорі ущільнення, вал обертається з кутовою швидкістю Ω . Номінальний радіальний зазор в ущільненні h .

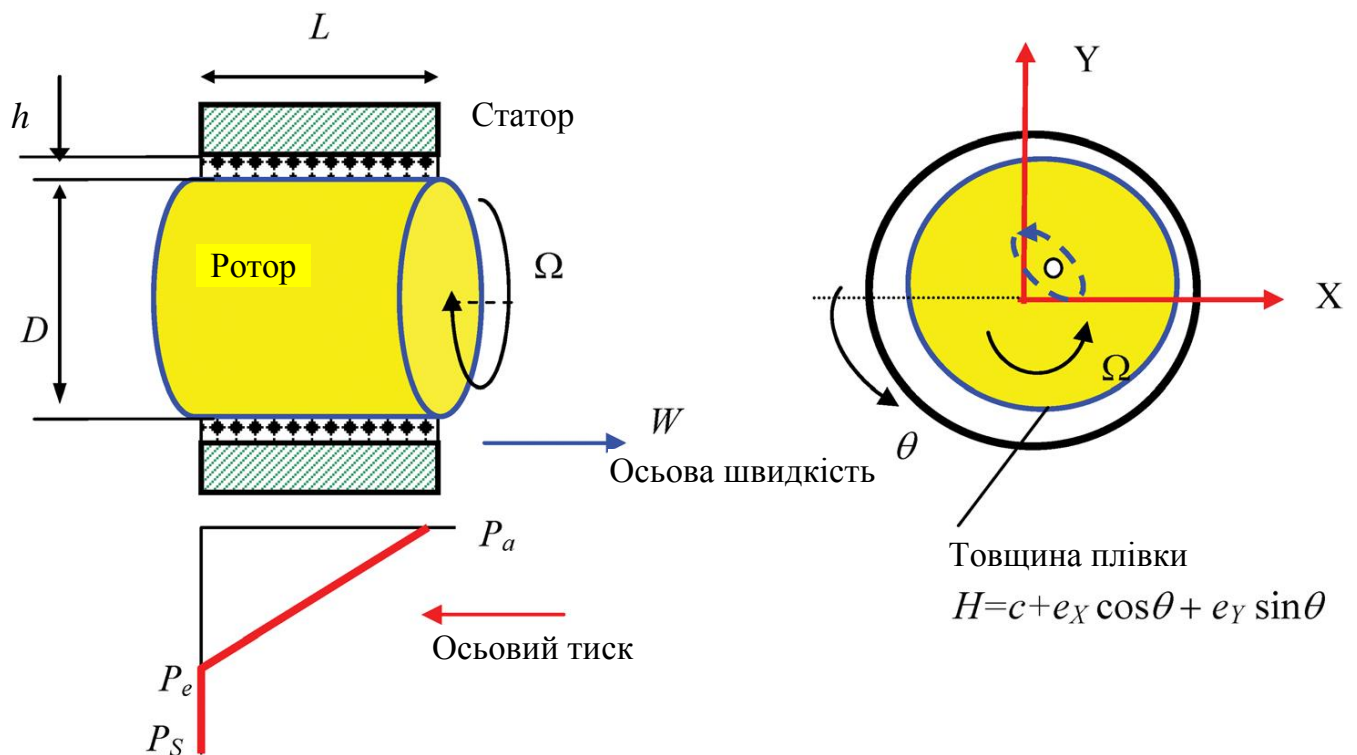


Рисунок 1.4 - Геометрія шпаринного ущільнення [2]

Таблиця 1.1 - Геометрія шпаринного ущільнення, робочі параметри і властивості компонентів суміші

Кутова швидкість ротора, Ω	1047 рад/с	10000 об/хв	
Діаметр, D	116,8 мм	Температура на вході	298 К
Довжина, L	87,6 мм	Тиск на вході, P_s	70e5 Па
Зазор, h	126,7 мкм	Тиск на виході, P_a	0 атм
Коефіцієнт втрат тиску на вході, ξ	0,25	Коефіцієнт попередньої закрутки на вході, α	0,50
Фізичні властивості	Суміш Мастило ISO VG 2	при P_s, T_s	Азот (N2)
В'язкість, μ	2,14 с-Пуазель	В'язкість, μ	0,0182 с-Пуазель
Густина, ρ	784 кг/м ³	Густина, ρ	80,2 кг/м ³
Об'ємний модуль, κ	20,682 атм	Молекулярна вага	28
Коефіцієнт поверхневого натягіння, S	0,035 Н/м	Коефіцієнт стиснення, Z	1,001
Тиск пароутворення	0,010 атм	$\gamma = C_p/C_v$	1,48
Швидкість звука, v_s	1624 м/с	Швидкість звука, v_s	361 м/с
		Густина при P_a, ρ_a	1,1 кг/м ³
Об'ємна доля суміші β_s змінюється (0-1,0)			

Метою досліджень є комп'ютерне моделювання за допомогою методів обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD) однорідних і неоднорідних двофазних течій в ущільненнях за допомогою використання моделі багатофазної течії програми ANSYS CFX, і визначення статичних і динамічних сил реакцій у багатофазних ущільненнях. Необхідно розв'язати наступні задачі:

- виконати огляд моделей, які використовуються в програмі ANSYS CFX для моделювання багатофазних течій;
- виконати перевірку різних CFD моделей багатофазної течії на прикладі течії в горизонтальній трубі;
- виконати CFD аналіз течії в шпаринних ущільненнях з бульбашковою сумішшю і порівняти результати CFD моделювання з об'ємною моделлю.

Визначити протікання, втрати потужності на тертя, сили реакцій, і коефіцієнти ротородинамічних сил, як функцію об'ємної долі суміші, перепаду тиску, частоти обертання ротора, частоти прецесії:

- виконати моделювання двофазної течії в канавочних торцевих ущільненнях і в імпульсних торцевих ущільненнях.

У теперішній час у літературі розглянуті наступні питання:

- моделі об'ємного потоку для розрахунку течії бульбашкового потоку в шпаринних ущільненнях, визначення коефіцієнтів ротородинамічних сил. Вимірювання тиску і візуалізація двофазної течії у демпфері стиснутої плівки. Визначення впливу мокрого газового потоку на механічну характеристику двоступінчатого відцентрового компресора [2-5].
- описання фізичного процесу двофазної течії в трубах. CFD моделювання двофазних течій в трубах і каналах (Ansys CFX і Fluent), експериментальна перевірка [6-15].
- моделі двофазної течії в програмі Ansys CFX. Найбільш застосовні моделі, неоднорідна MUSIG модель - метод балансу чисельності (популяції) для полідисперсних бульбашкових течій [16-25].
- моделювання циліндричної прецесії в шпаринних ущільненнях, за допомогою використання програми Ansys CFX, визначення ротородинамічних сил і оцінка коефіцієнтів жорсткості і демпфування [26-27].
- двофазні течії в торцевих ущільненнях. Дослідження трибологічних характеристик кілець із спіральними канавками [28-33].

Для моделювання використовується Ейлер-Ейлер підхід в якому:

- дві фази передбачаються у формі взаємнопроникаючого континууму, існуючого в усій області течії середовища;
- рівняння розв'язується для об'ємних долей і польових змінних фаз,

- кожна Ейлерова дисперсна фаза характеризується одним діаметром. Для моделювання дисперсного стану повітря у воді з трьома розмірами бульбашок, використовуючи стандартний Ейлеров підхід, необхідні чотири фази.

При моделюванні багатофазних течій необхідно розглядати наступні фізичні процеси такі як: плавучість, міжфазний опір або обмін імпульсом, міжфазний масообмін, поверхневе натягіння, взаємодія дисперсної фази частинка-частинка, розпад і/або злиття дисперсних фаз, турбулентні ефекти, моделювання міжфазної області і так далі. Кожен з ефектів може бути досліджений залежно від природи розв'язуваної задачі. Також важливо враховувати сили, які за природою не є силами опору: підйомну силу, яка діє у поперечному напрямку потоку; силу змащення у стінки, яка запобігає занадто близькому наближенню бульбашок до стінки; турбулентну силу дисперсії, яка згладжує розподіл бульбашок в об'ємній долі градієнта в турбулентному полі потоку. Урахування цих сил при моделюванні дозволяє розтягувати бульбашки від центру потоку.

У ANSYS CFX використовується багатофазна MUSIG (декількох груп розмірів) модель течії середовища. Зазвичай призначається діаметр дисперсної Ейлерової фази. Декілька розмірів для дисперсних Ейлерових крапель і бульбашок повинні моделюватися, використовуючи індивідуальні фази, кожна з характерним діаметром. Рідкі краплі і газові бульбашки можуть розпадатися і зливатися під дією рідинних сил - середній діаметр краплі або бульбашки може бути невідомий заздалегідь. Модель MUSIG в ANSYS CFX пропонує шлях для моделювання цього фізичного процесу. Для оцінки злиття і розпаду в полідисперсних фазах модель використовує баланс чисельності (популяції). Однорідна MUSIG модель припускає одне поле швидкостей для усіх дисперсних фаз, дисперсні фази можуть взаємодіяти з безперервними фазами, густина міжфазної області розраховується по середньому діаметру, підходить для бульбашкових течій в еліптичному режимі і у разі, коли підйомною силою можна знехтувати. Рівняння балансу популяцій для групи i :

$$\frac{\partial n_i}{\partial t} + \frac{\partial(U_i^i n_i)}{\partial x^i} = B_{Bi} - D_{Bi} + B_{Ci} - D_{Ci}$$

Форма збереження:

$$\frac{\partial(\rho_d r_d f_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_d r_d U_d^i f_i)}{\partial x^i} = S_i$$

У однорідній реалізації моделі MUSIG, усі розміри груп передбачаються такими, що рухаються з однаковою швидкістю (підходить для еліпсоїдних бульбашок і крапель, де міжфазний опір не сильно залежить від розміру):

$$\frac{\partial(\rho_d r_d f_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_d r_d U_d^i f_i)}{\partial x^i} = S_i$$

Джерела:

$$S_{Bi} = \rho_d r_d \left(\sum_{j>i} B_{ji} f_j - f_i \sum_{j<i} B_{ij} \right)$$

$$B_{ij} = B_{ij}^i \int_{f_{BV}} df_{BV} \quad \text{Інтегрування за розмірами в групі}$$

$$f_{BV} = \frac{m_j}{m_i} \quad \text{Фракція розпаду}$$

де B_{ij} – швидкість розпаду з групи i в групу j , B_{ij}^i - швидкість розпаду з діаметру i до діаметру j .

Моделі для швидкості распаду (B_{ij}^i) (Luo and Svendsen), які основані на теорії ізотропної турбулентності.

Злиття:

$$S_{Ci} = (\rho_d r_d)^2 \left(\frac{1}{2} \sum_{j \leq i} \sum_{k \leq i} C_{jk} f_j f_k \frac{m_j + m_k}{m_j m_k} X_{jki} - \sum_j C_{ij} f_i f_j \frac{1}{m_j} \right)$$

де C_{ij} - швидкість злиття для групи i в групі j , X_{jki} - матриця маси (объемная доля маси в результаті злиття між j і k , які переходять в i).

Злиття - Prince & Blanch модель. Розрахунки для зіткнень за рахунок турбулентності і плавучості. Коефіцієнт турбулентної плавучості типово дорівнює 0.25-1.0. Розпад - Luo & Svendsen модель. Розрахунки для моделі розпаду за рахунок дії турбулентності. Коефіцієнт типово дорівнює 1.0.

При розрахунках використовується 20 кроків за часом за одне обертання; рідина 1: Азот (N₂) як ідеальний газ - полідисперсна рідина – нульове рівняння дисперсної фази, рідина 2 – Мастило ISO VG - суцільне середовище; k-ε модель турбулентності; рівняння повної енергії (Група 1- Група 6) - мінімальний діаметр – 0,005 мм, максимальний діаметр – 0.05 мм; без плавучості і з плавучістю; базова густина – 1.1 кг/м³; модель розпаду – Luo and Svendsen, модель злиття – Prince and Blanch; коефіцієнт поверхневого натягіння – 0.035 Н/м; передача інтерфейсу - модель частинки; сила опору – Schiller Naumann; турбулентна передача – Sato Enhanced Eddy Viscosity; теплопередача – Ranz Marshall; попередня закрутка - $V_a/V_t=0.5$, $V_a/V=0.8944$, $V_t/V=0.4472$; коефіцієнт втрат на вході – 0.25; температура – 298 К; тиск на вході – 70e5 Па; тиск на виході – 0 Па; базовий тиск – 1e5 Па; $e_y=e\sin\omega t$, $e_z=e\cos\omega t$, $e=2e-5$ м; 30 комірок у зазорі, 647680 гекса комірок в моделі шпаринного ущільнення, дисперсна фаза з однорідною MUSIG рідиною; багатофазна рідина Ейлера, MUSIG модель балансу популяції. Також задається об'ємна доля газу (рідини) на вході, об'ємна доля газу (рідини) на виході. Розглядається нестационарна задача з рухомою сіткою, граничні умови на стінці: прилипання, гладка, логарифмічний закон стінки, схема дескретизації другого порядку.

Розрахунки були проведені для декількох поєднань моделей течії двухфазного середовища, гідродинамічних сил, які діють у зазорі шпаринного ущільнення на двухфазну суміш та граничних умов:

- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з $k-\epsilon$ моделлю турбулентності без урахування сил, які не є силами опору (підйомна сила, сила змащення у стінки, турбулентна сила дисперсії) з попередньою закруткою на вході (CFD MUSIG PolyDisp);
- однорідна дисперсна модель без урахування сил, які не є силами опору з попередньою закруткою на вході (CFD Disp);
- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції без попередньої закрутки на вході (CFD MUSIG w/o Pre-swirl);
- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з SST моделлю турбулентності з урахування сил, які не є силами опору (CFD SST NonDragForces);
- модель об'ємного потоку (BULK FLOW).

Схема циліндричної прецесії вала та сил і моментів, які діють у зазорі ущільнення приведені на рисунку 1.5.

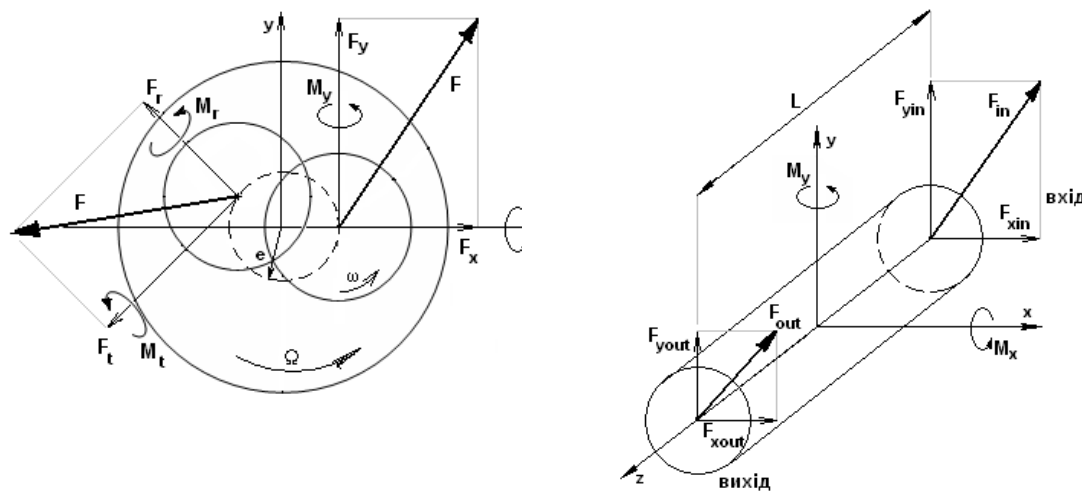


Рисунок 1.5 – Схема циліндричної прецесії та сил і моментів, які діють у зазорі ущільнення

Рівняння для оцінювання прямих і перехресних жорсткостей та демпфірувань

$$F_r/\delta = -K - c\Omega + M\Omega^2$$

$$F_t/\delta = k - C\Omega - m\Omega^2$$

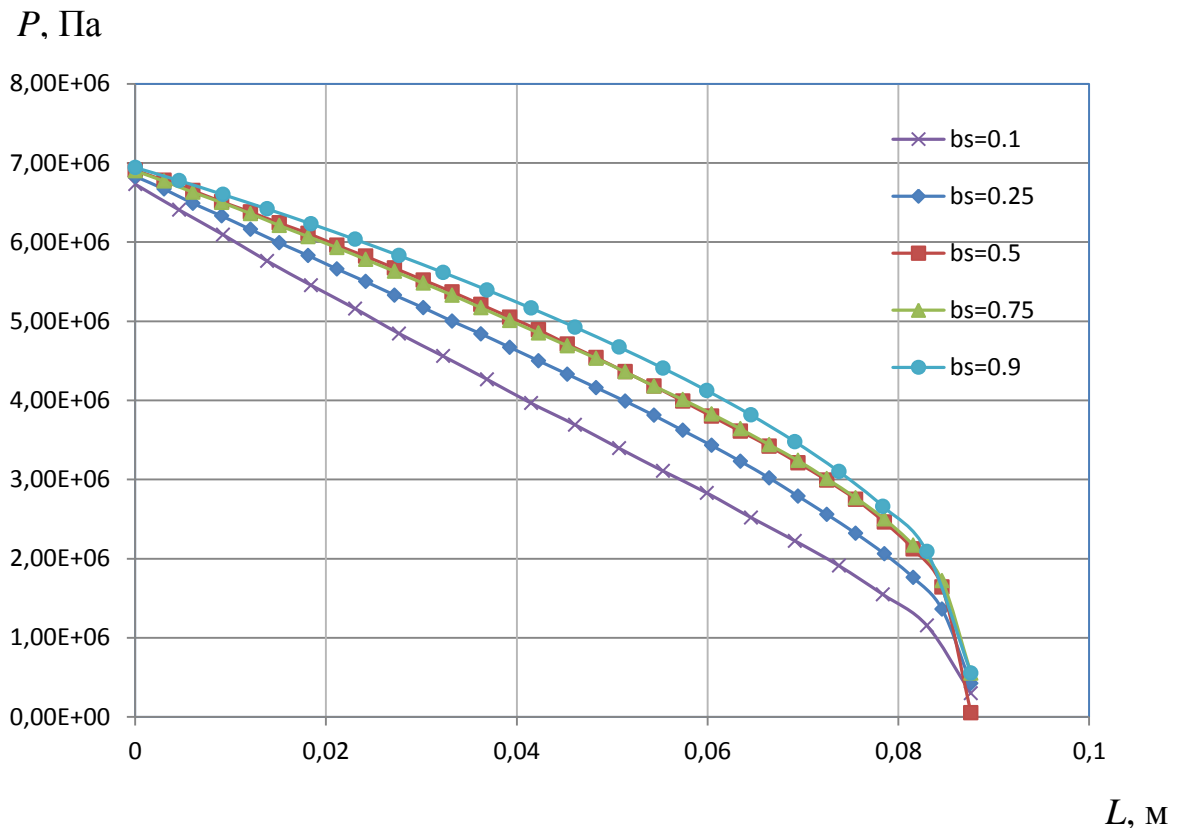
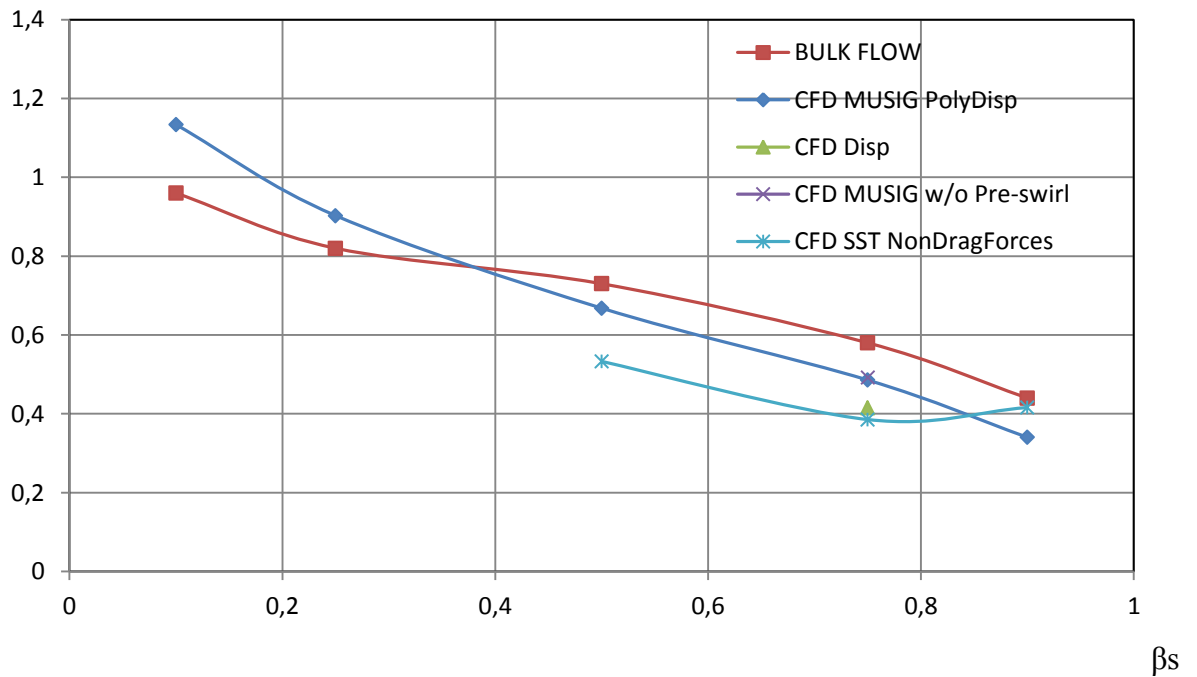


Рисунок 1.6 - Осьовий профіль тиску в ущільненні

 \dot{m} , кг/сРисунок 1.7 - Витоки в ущільненні (масова витрата) залежно від об'ємної долі газу на вході (β_s)

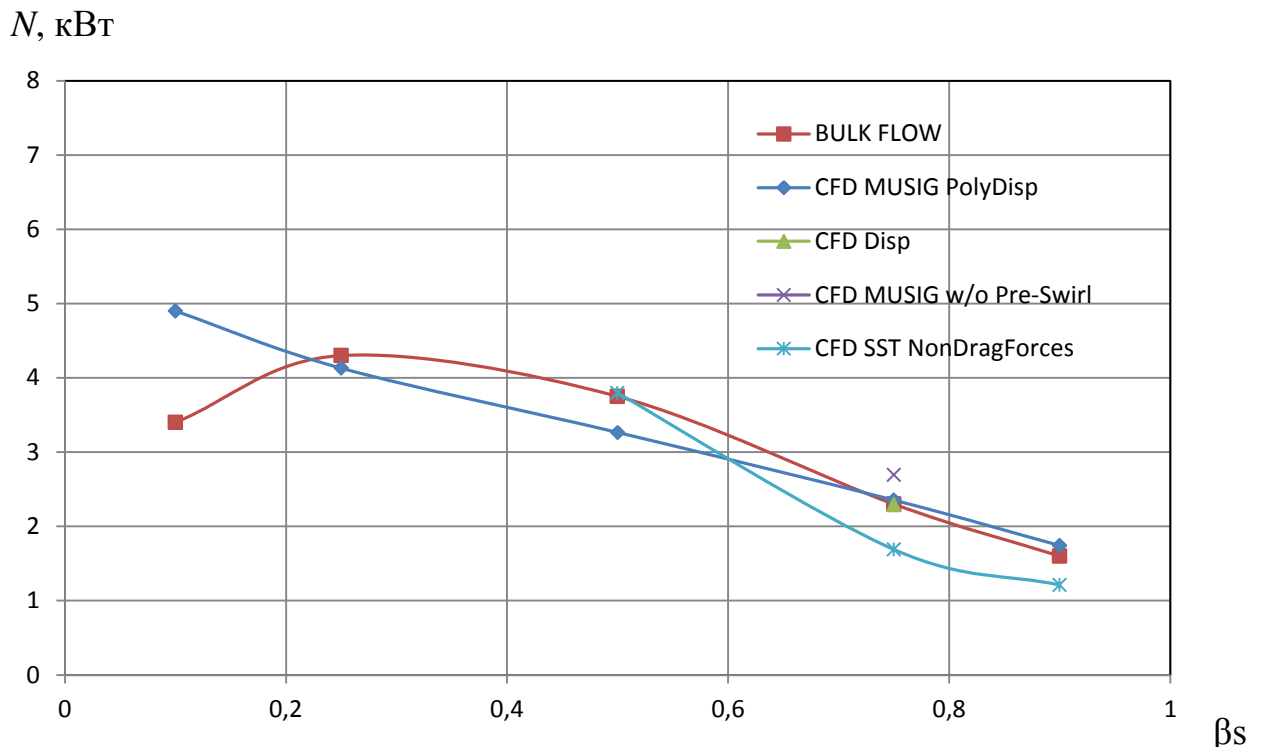


Рисунок 1.8 - Втрати потужності на тертя залежно від об'ємної долі газу на вході (β_s)

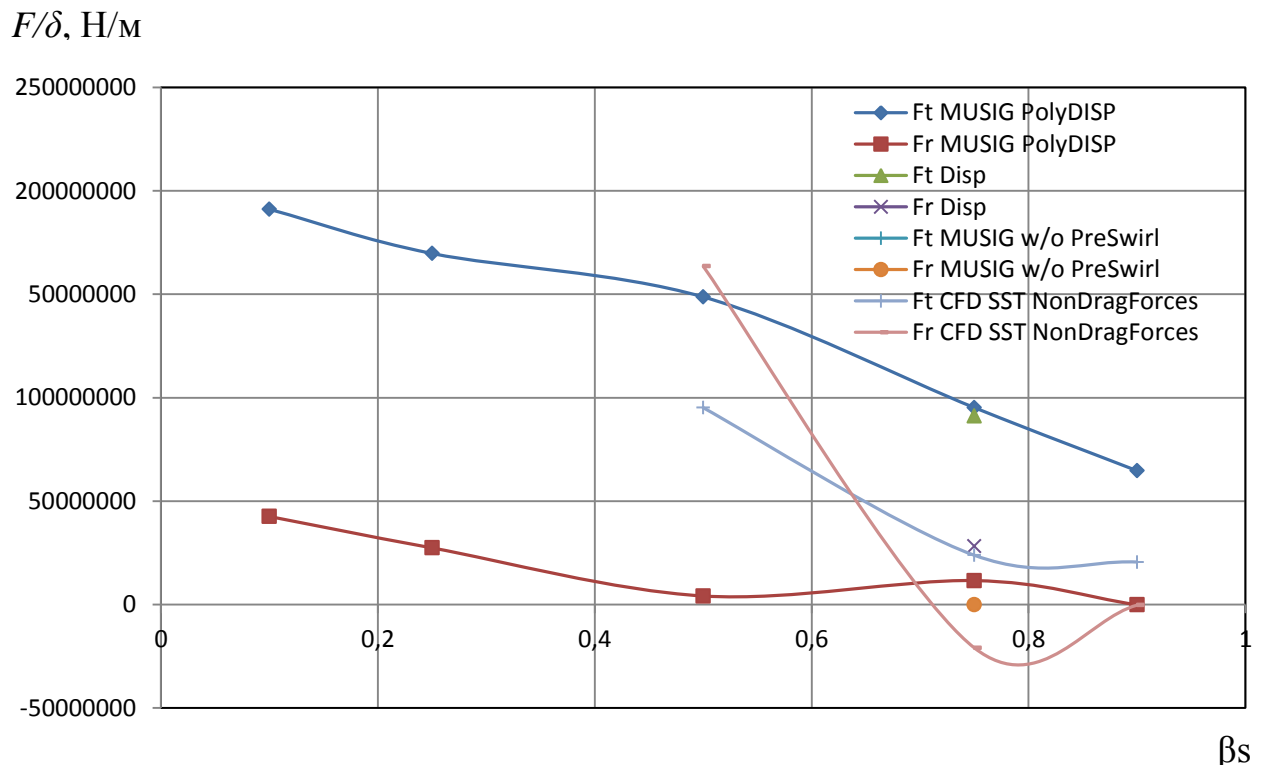


Рисунок 1.9 - Відносні радіальні і тангенціальні сили в залежності від об'ємної долі газу на вході (β_s)

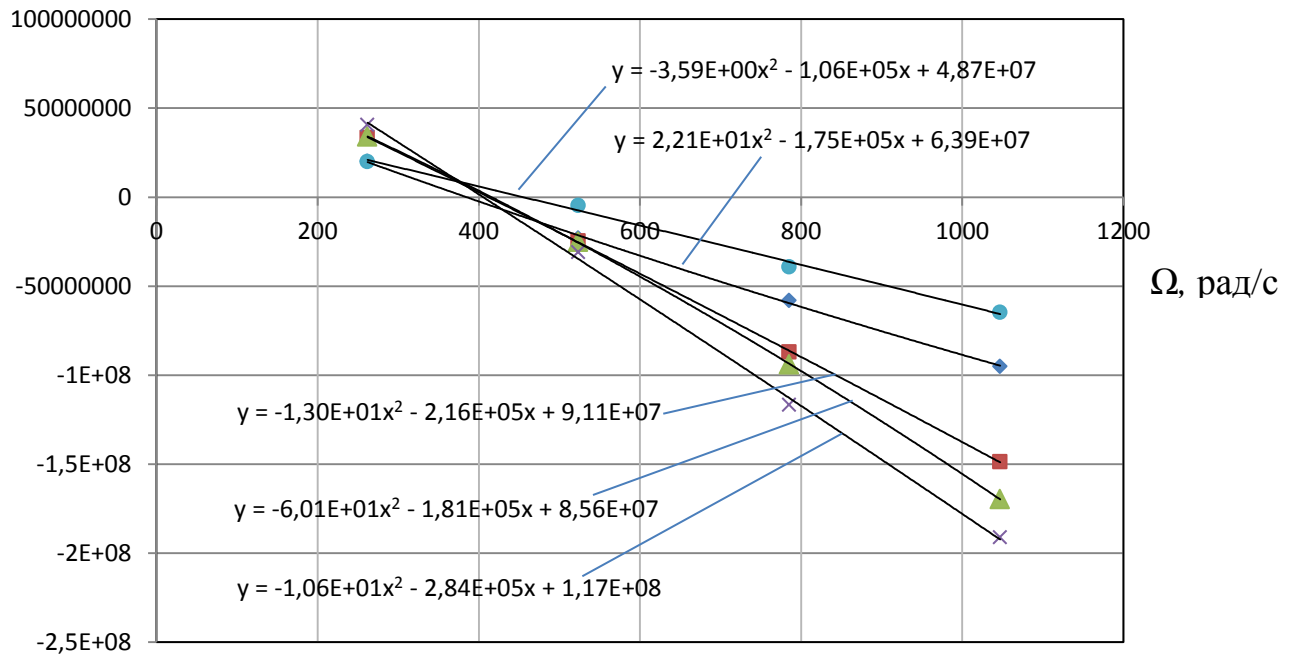
$F_t/\delta, \text{ Н/м}$


Рисунок 1.10 - Відносна тангенціальна сила в залежності від швидкості прецесії (Ω)

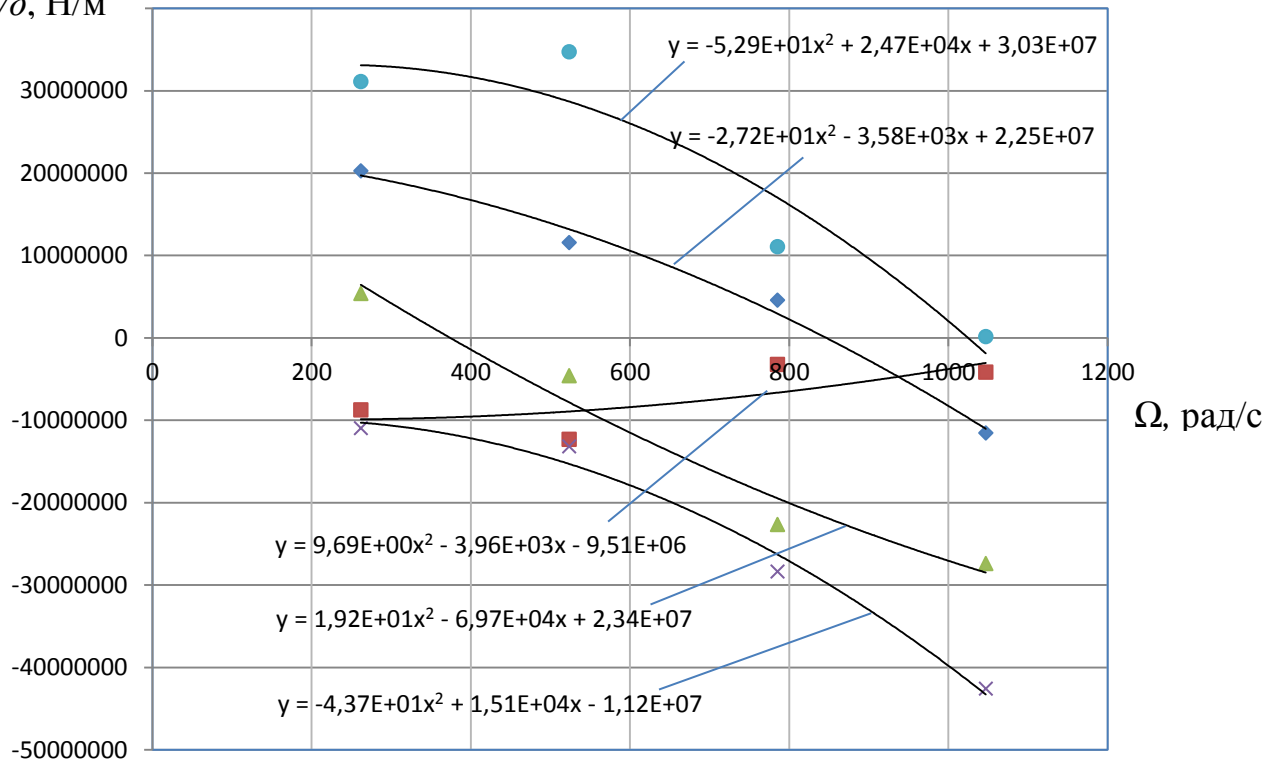
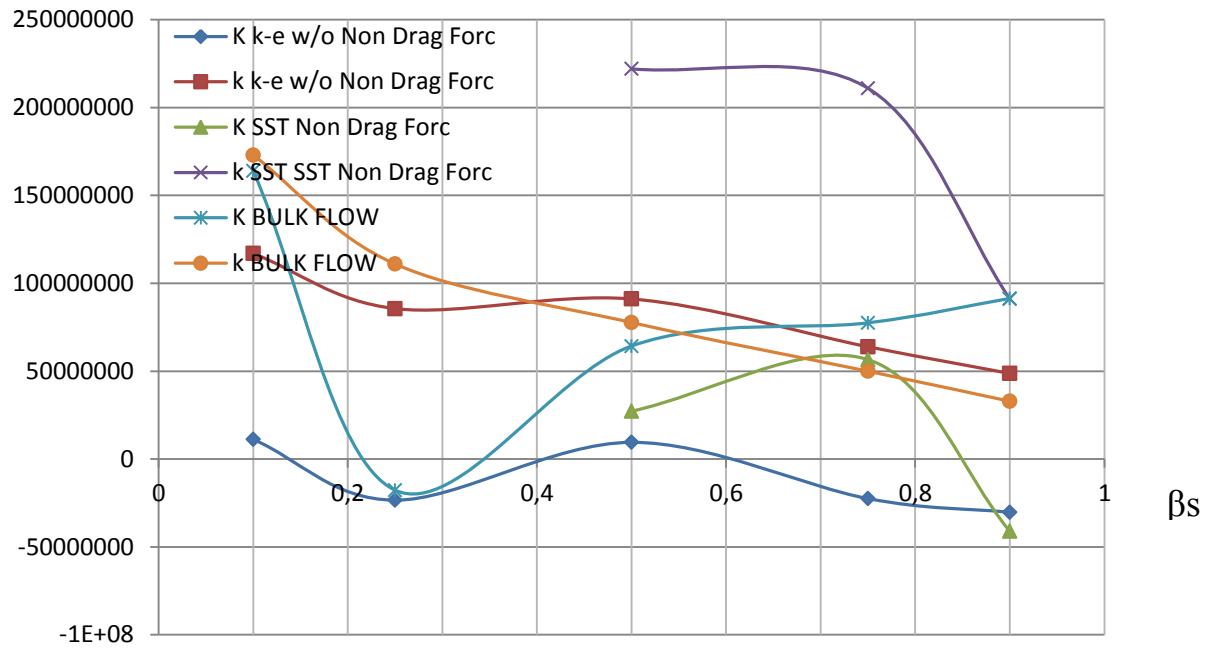
 $F_r/\delta, \text{ Н/м}$


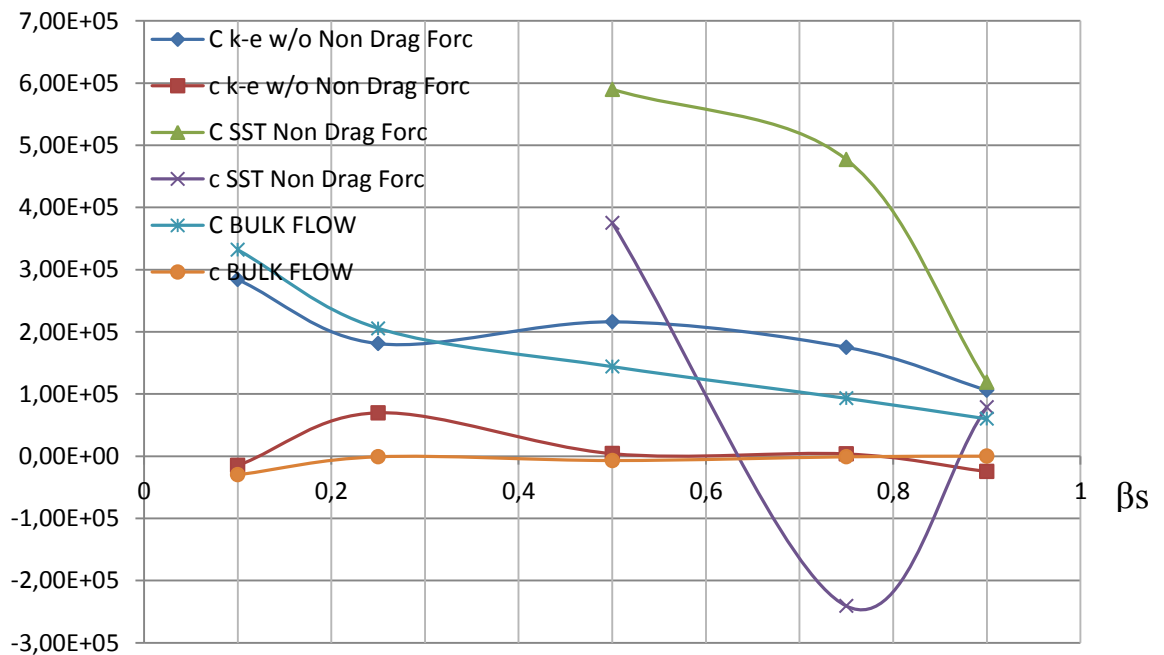
Рисунок 1.11 - Відносна радіальна сила в залежності від швидкості прецесії (Ω)

Жорсткість, Н/м



a)

Демпфірування, Н-с/м



б)

Рисунок 1.12 - Коефіцієнти жорсткості і демпфірування ущільнення в залежності від об'ємної долі газу на вході (β_s)

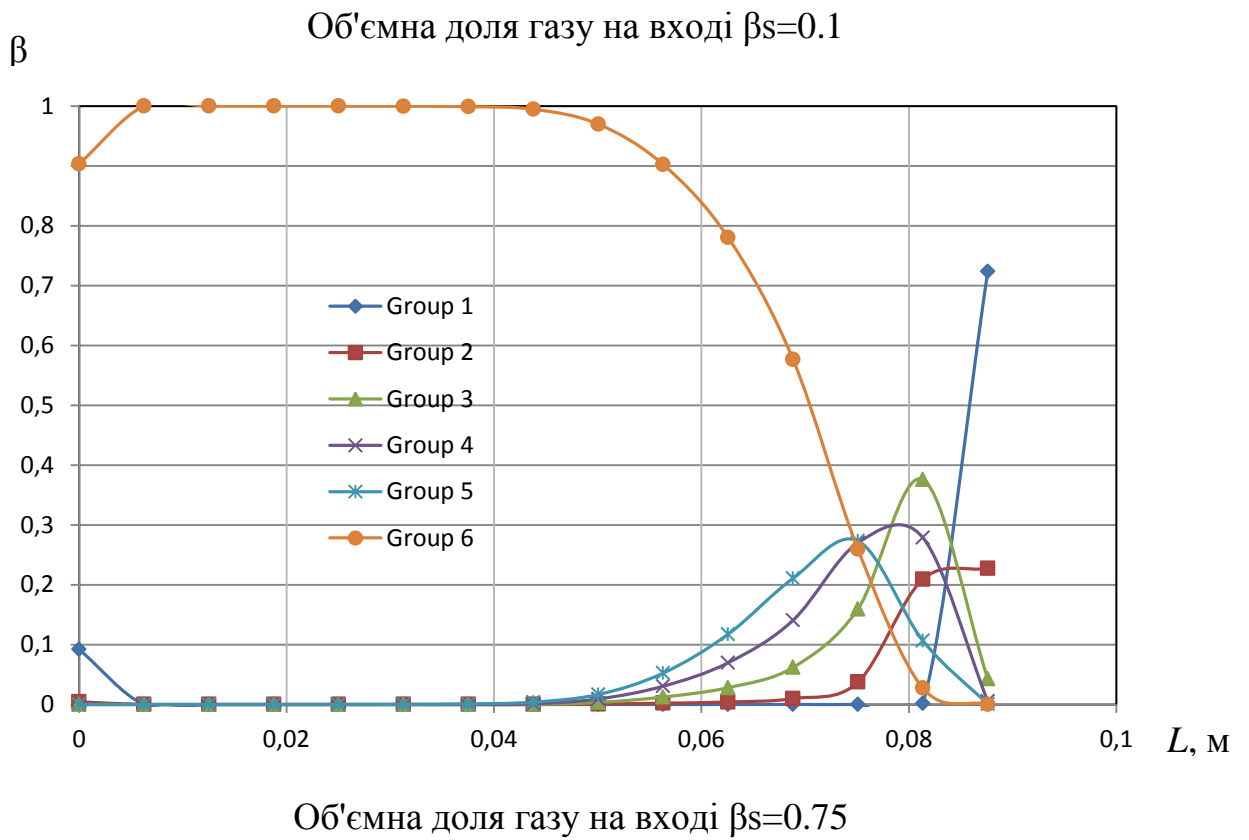
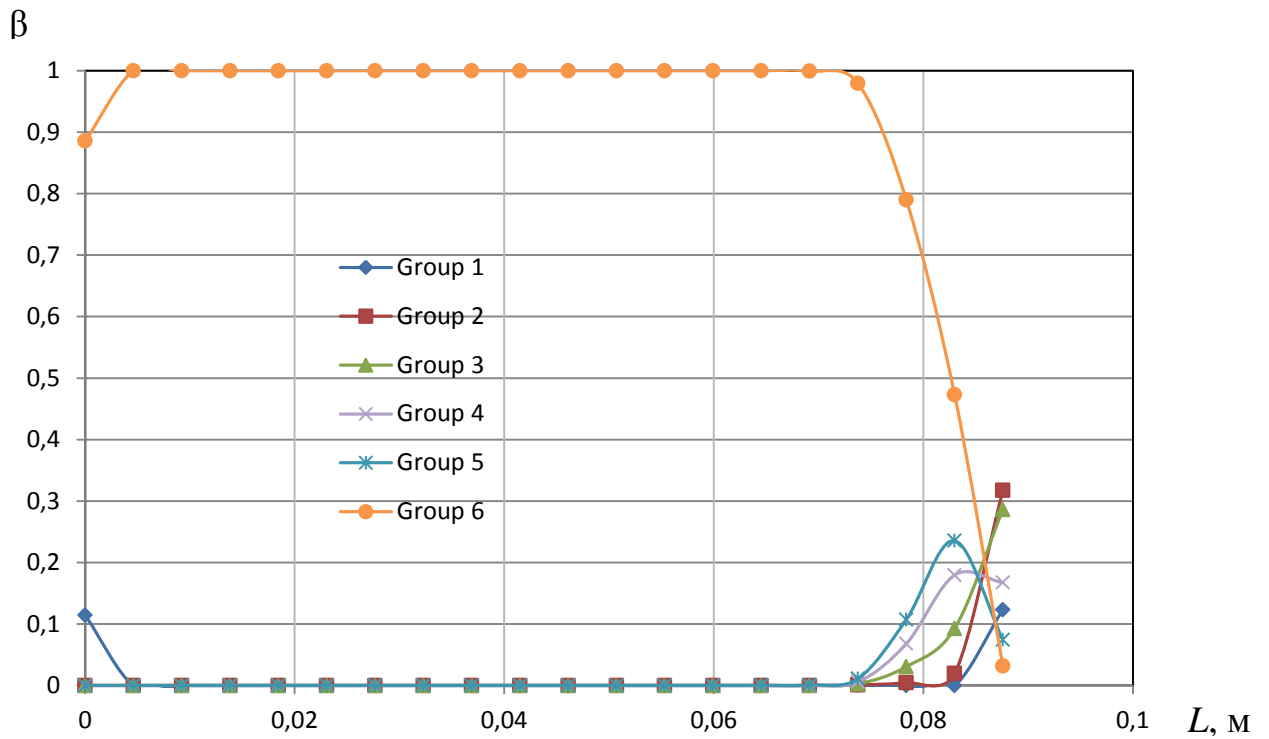
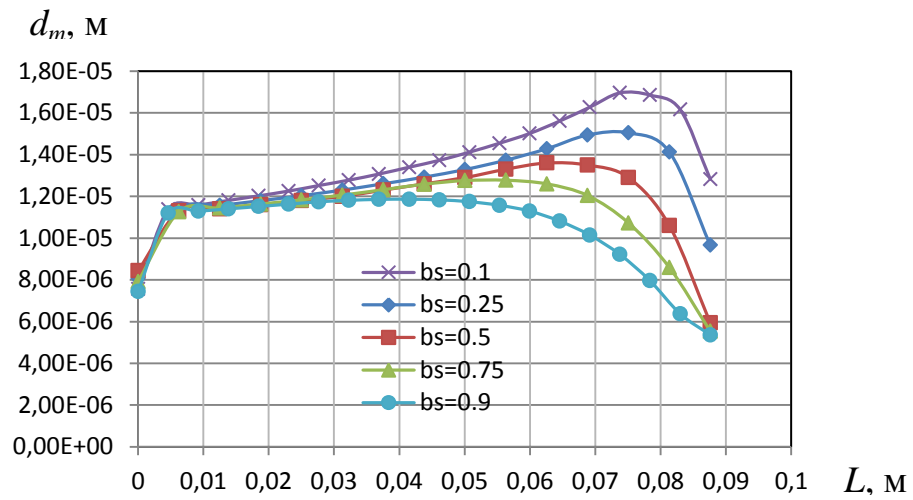
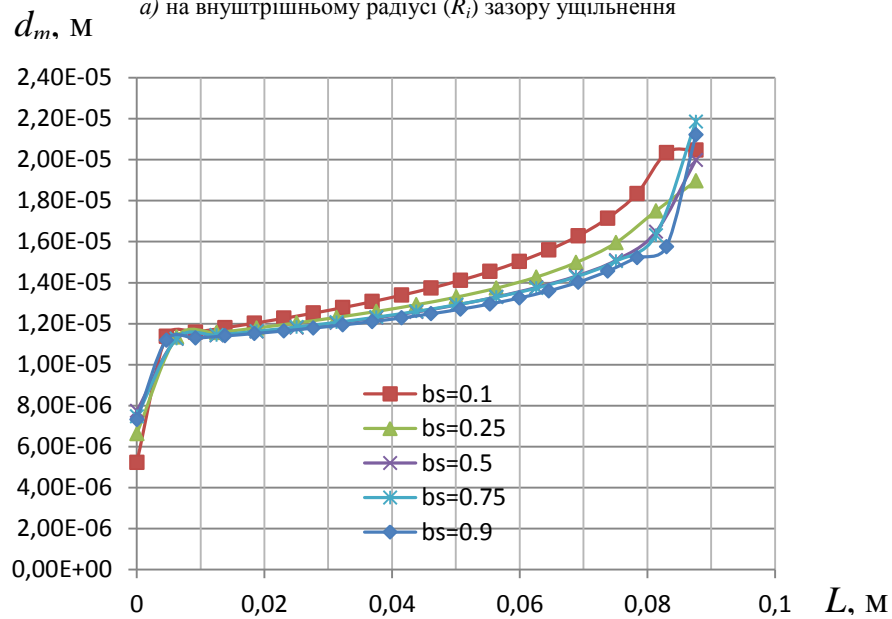


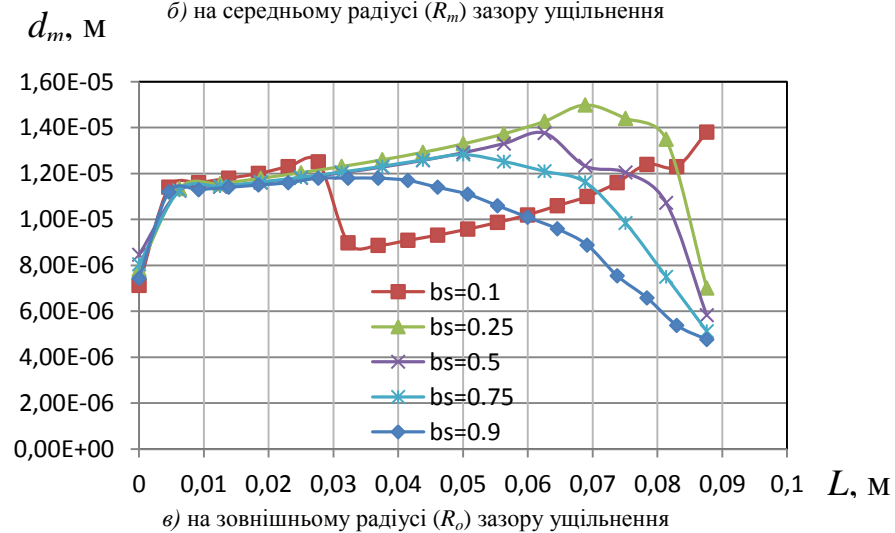
Рисунок 1.13 - Розподіл об'ємної доли бульбашок азоту (N_2) для 6 груп розмірів по осьовій довжині ущільнення на зовнішньому радіусі



а) на внутрішньому радіусі (R_i) зазору ущільнення

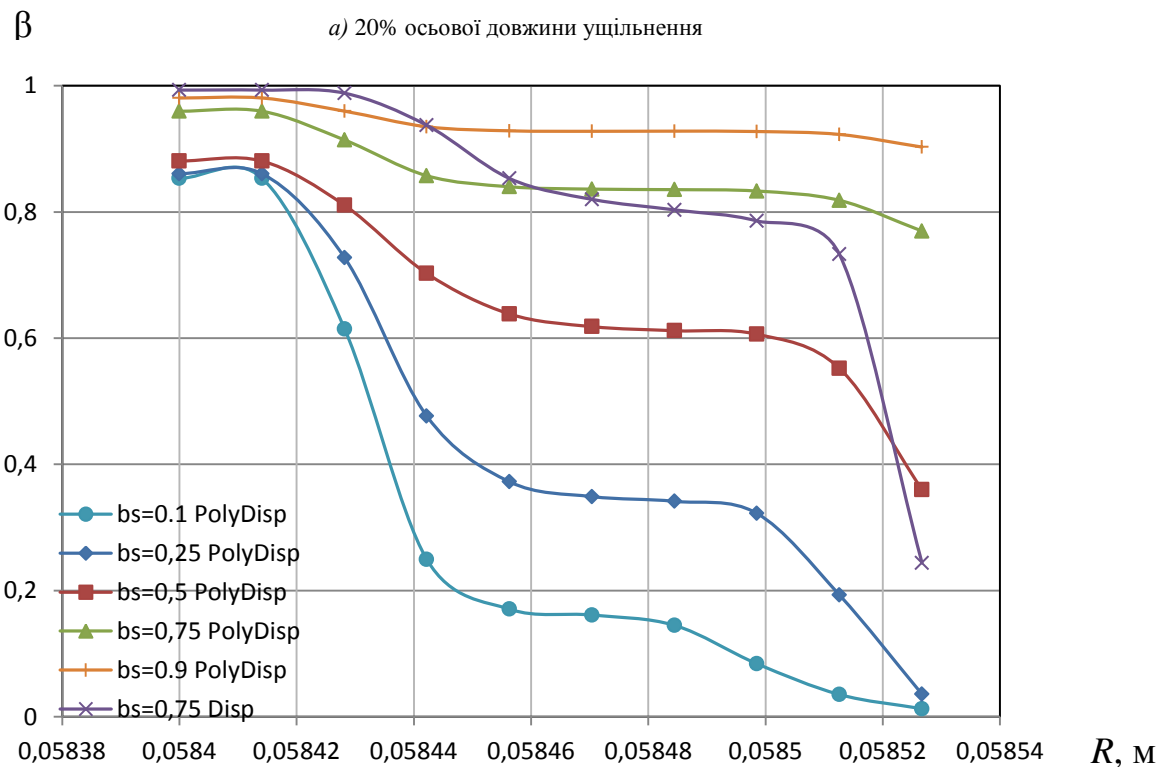
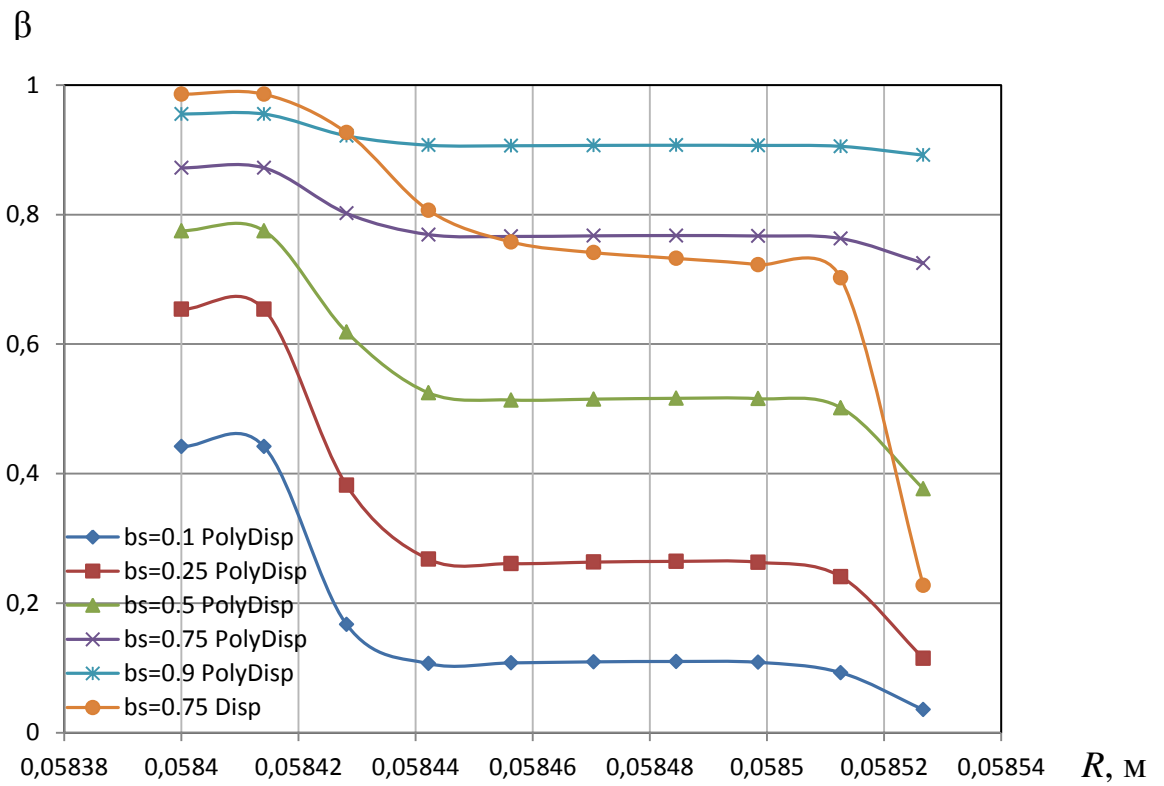


б) на середньому радіусі (R_m) зазору ущільнення



в) на зовнішньому радіусі (R_o) зазору ущільнення

Рисунок 1.14 - Розподіл середнього діаметра бульбашок азоту (N_2) по осьовій довжині ущільнення



b) 60% осьової довжини ущільнення

Рисунок 1.15 - Розподіл об'ємної доли бульбашок азоту (N_2) за радіусом ущільнення

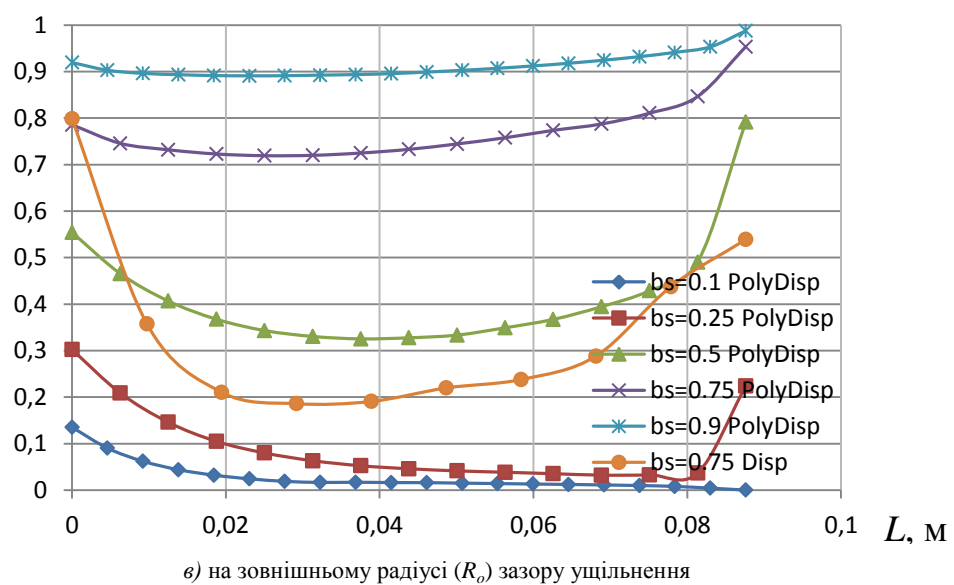
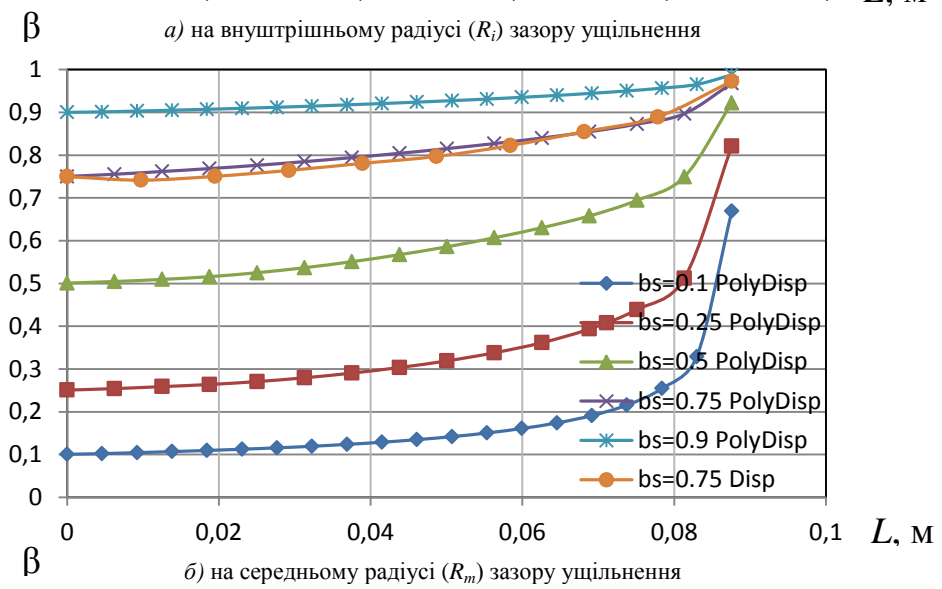
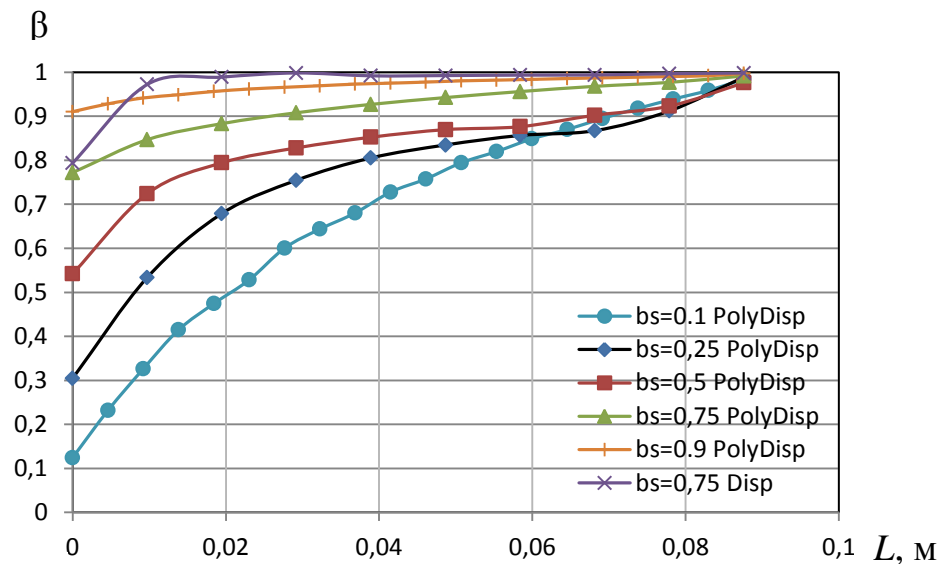
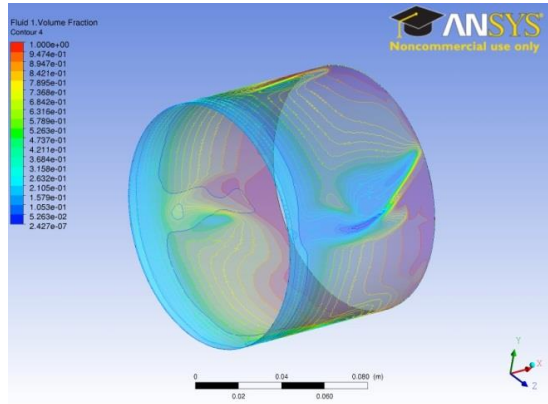
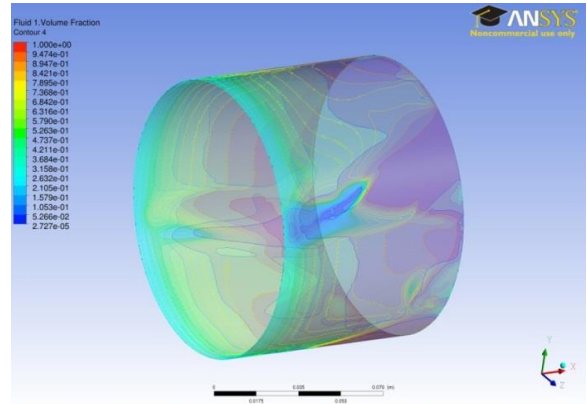
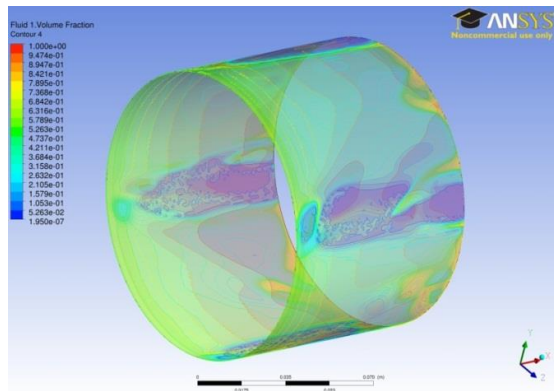
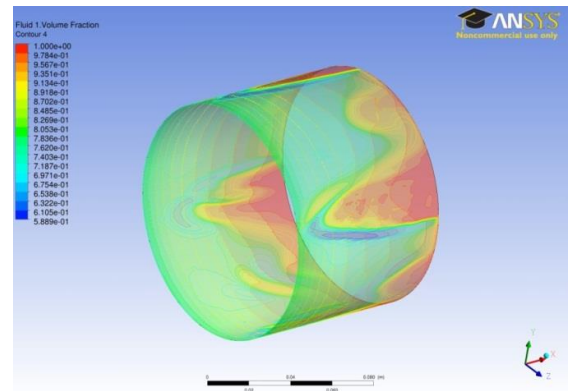
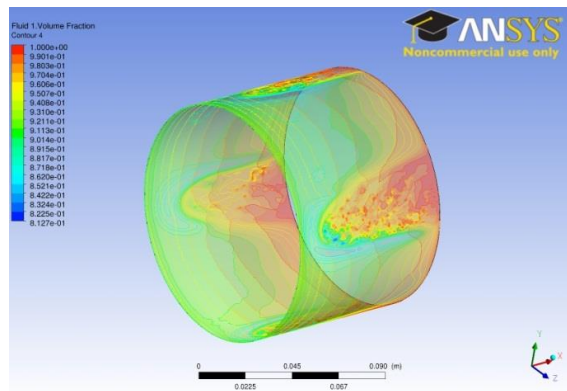
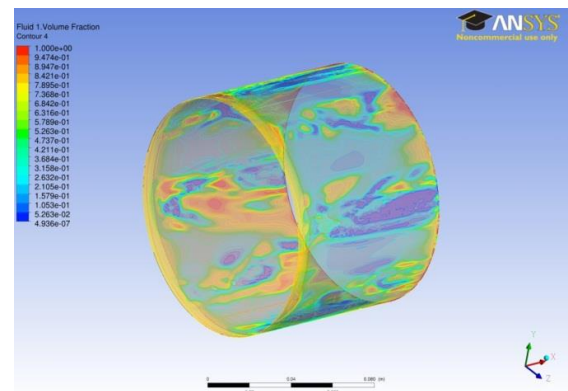
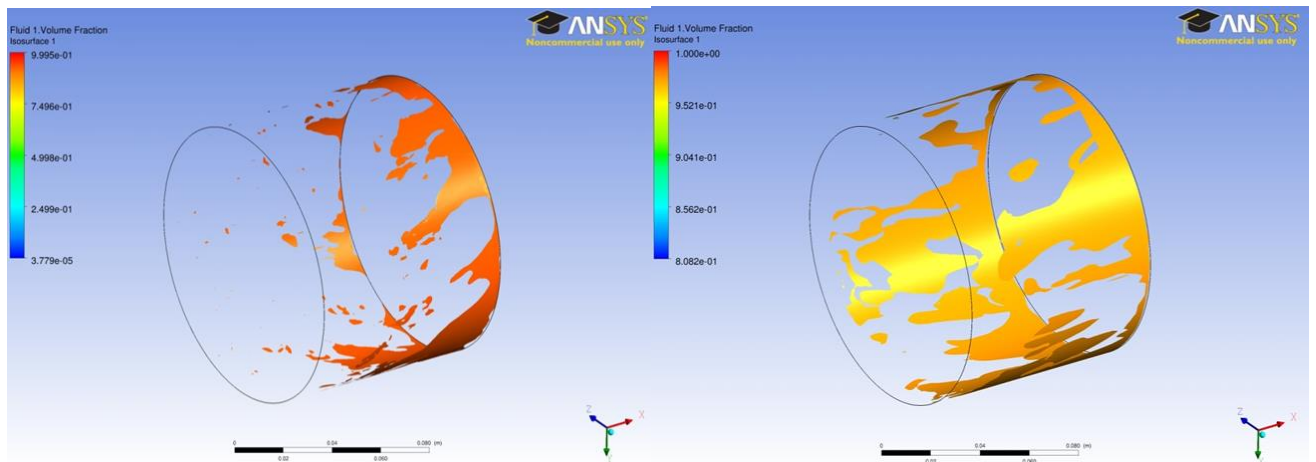
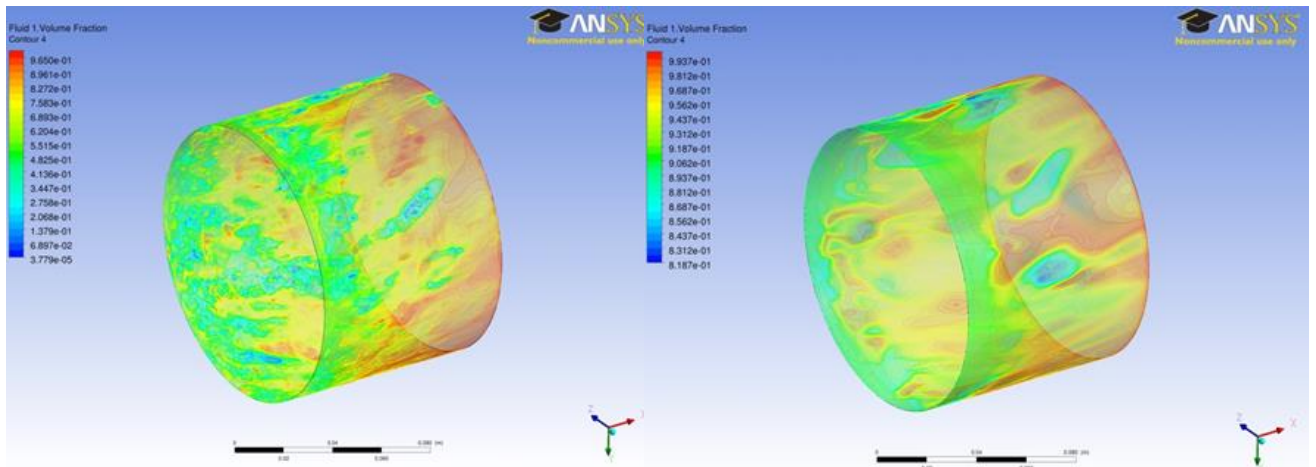


Рисунок 1.16 - Розподіл об'ємної доли бульбашок (N_2) по осьовій довжині ущільнення

 $\beta_s=0.1$ PolyDisp $\beta_s=0.25$ PolyDisp $\beta_s=0.5$ PolyDisp $\beta_s=0.75$ PolyDisp $\beta_s=0.9$ PolyDisp $\beta_s=0.75$ DispРисунок 1.17 - Розподіл об'ємної долі бульбашок азоту (N₂)



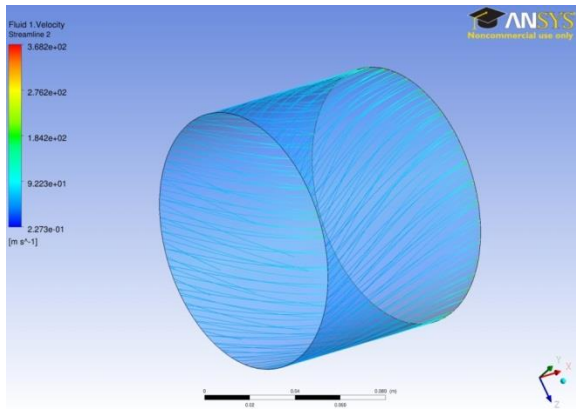
a)

б)

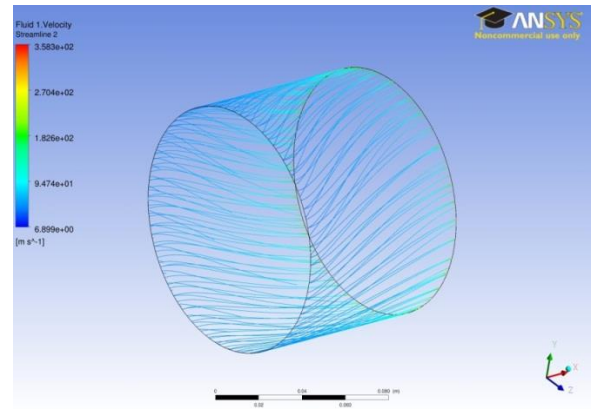
Рисунок 1.18 - Розподіл об'ємної долі бульбашок азоту (N₂):

a) полідисперсна SST модель з урахуванням сил, які не є силами опору ($\beta_s=0,5$),

б) полідисперсна SST модель з урахуванням сил, які не є силами опору ($\beta_s=0,9$)



а)



б)

Рисунок 1.19 – Лінії тока в зазорі ущільнення з об'ємною долею газу $\beta_s=0.75$ на вході: а) з 50% попередньою закруткою, б) без попередньої закрутки

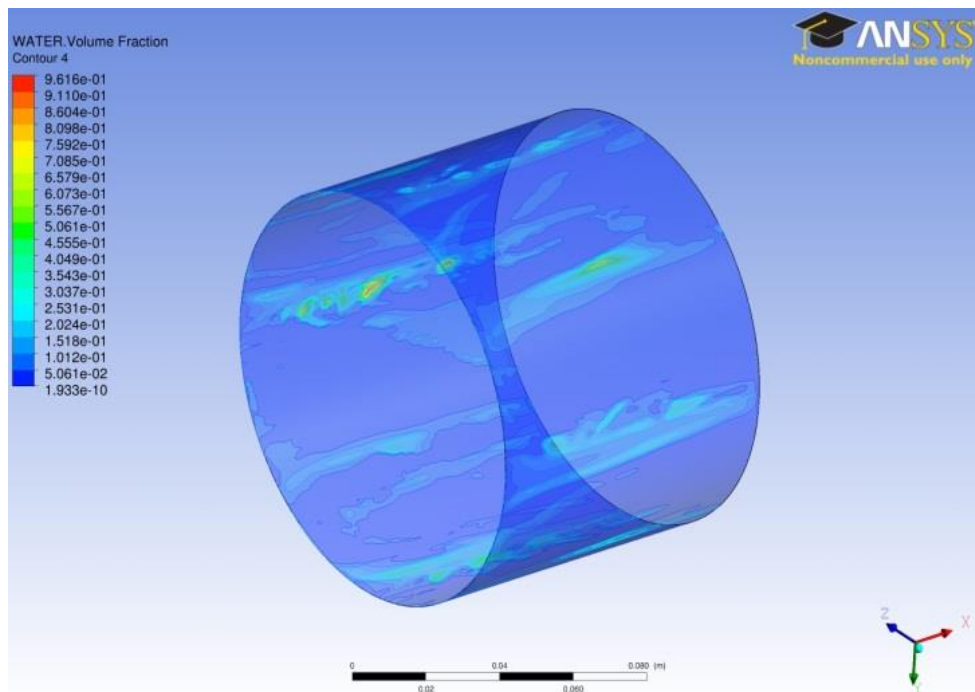


Рисунок 1.20 - Розподіл об'ємної долі крапель масла (ISO VG 2) в зазорі ущільнення, полідисперсна модель ($\beta_s=0.05$)

Результати розрахунків двофазної течії у шпаринному ущільненні приведені на рис. 1.6-1.20. Осьовий профіль тиску в ущільненні в залежності від об'ємної долі газу на вході (β_s) приведений на рис. 1.6. При збільшенні газу у рідині епюра тиску в ущільненні наповнюється і приближується до епюри, яка характерна для течії газу. Порівнювання результатів розрахунків для різних моделей течії двофазної рідини показує, що за інтегральними характеристиками: витокам в ущільненні (рис.1.7), втратам потужності на тертя (рис. 1.8), відносній радіальній і тангенціальній силам (рис. 1.9), коефіцієнтами жорсткості та демпфірування (1.12 *а,б*) більш близьке співпадіння з моделю об'ємного потоку дає однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з *k-ε* моделлю турбулентності без урахування сил, які не є силами опору з попередньою закруткою на вході (CFD MUSIG PolyDisp). Але картина розподілу об'ємної долі бульбашок азоту для однорідної полідисперсної MUSIG моделі балансу популяції з SST моделлю турбулентності з урахування сил, які не є силами опору (CFD SST NonDragForces) (рис.1.18) має більш рівномірний розподіл бульбашок газу ніж картина розподілу показана на рисунку 1.17. Аналіз результатів розрахунків зображених на рис. 1.13 *а,б* показує, що бульбашки з більшим розміром знаходяться по більшій частині ущільнення вздовж його довжини, тільки ближче до виходу збільшується доля дрібних бульбашок, а бульбашки з максимальним розміром (Група 6) зовсім зникають. При об'ємній долі бульбашок на вході ($\beta_s=0.75$) процес зменшення великих бульбашок і збільшення дрібних починається раніше, десь з середини шпаринного ущільнення. А кількість дрібних бульбашок (Група 1) має максимальне значення на виході. На рис.1.14 *а,б,в* зображений розподіл бульбашок середнього діаметру по осьовій довжині ущільнення на внутрішньому, середньому і зовнішньому радіусах ущільнення. Максимальний розмір бульбашок знаходиться на середньому радіусі на виході з ущільнення. На рисунку 1.15 *а,б* показано розподіл об'ємної долі бульбашок за радіусом ущільнення, а на рисунку 1.16 *а,б,в* по довжині ущільнення.

Також на рис. 1.19 показані лінії тока для ущільнення з попередньою закруткою і без закрутки. На рис. 1.20 розподіл об'ємної долі крапель мастила (ISO VG 2) в газі в зазорі ущільнення ($\beta_s=0.05$). При збільшенні об'ємної долі крапель трапляються проблеми зі збіжністю процесу розрахунку.

На рис. 1.21-1.22 приведені результати розрахунку двофазної течії крапельногазової суміші для торцевого спірального і запірною імпульсного ущільнень. Числове моделювання запірною імпульсного ущільнення виконано за допомогою нестационарної взаємодії ротор-статор.

1.5 Висновки

1. Створені 3D твердотільні моделі і структурована гекса сітка шпаринного, торцевого ущільнення зі спіральними канавками та запірною імпульсного ущільнення в програмах Ansys: Design Modeler, Meshing і ICEM CFD.

2. Виконаний нестационарний CFD аналіз за допомогою ANSYS CFX для шпаринних ущільнень, граничні умови включають моделювання циліндричної прецесії валу з деформацією сітки. А також нестационарний аналіз запірних імпульсних ущільнень.

3. Визначені протікання, втрати потужності на тертя, радіальні і тангенціальні сили, динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування для двофазних шпаринних ущільнень. Для торцевих ущільнень визначені коефіцієнт тертя, окружний розподіл тиску, осьова сила і жорсткість.

4. Виконано порівняння CFD моделей двофазної течії з моделю об'ємного потоку.

5. Аналіз результатів розрахунку показав, що в розрахункових моделях потрібно враховувати дію сил, що не є силами опору (підйомну силу, силу змащення у стінки, турбулентну силу дисперсії), це дозволить бачити реальну

картину фізичного процесу, який відбувається, та більш точно визначити динамічні коефіцієнти у двохфазному шпаринному ущільненні.

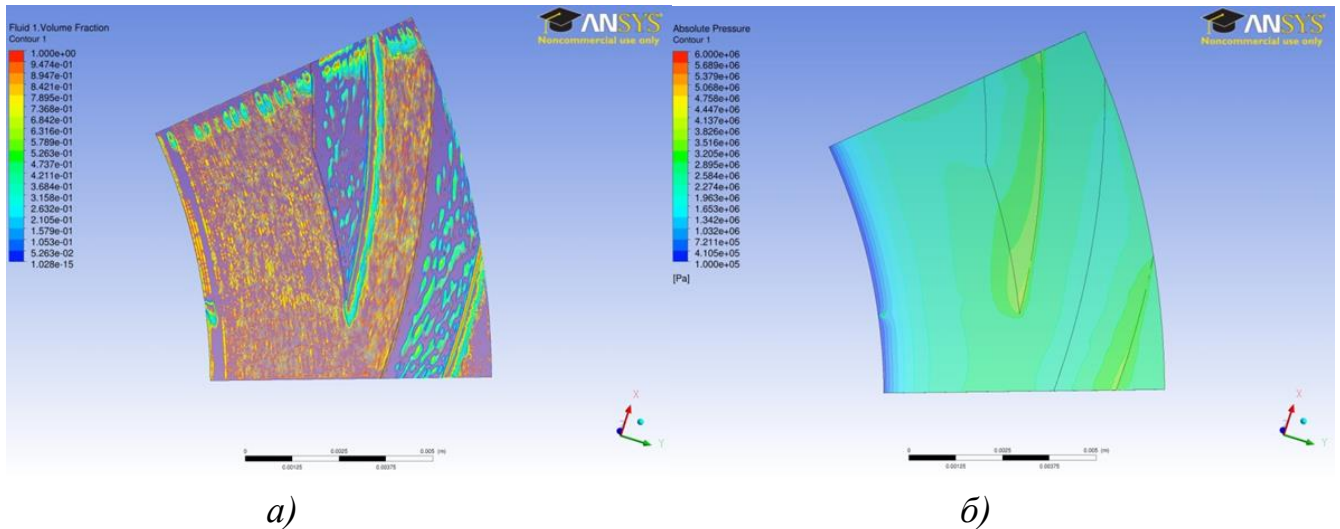


Рисунок 1.21 – Поверхня торцевого спірального ущільнення (зазор - $h=3$ мкм, глибина канавки - $H=9$ мкм): *a)* розподіл об'ємної долі масляних крапель (ISO VG 2), полідисперсна модель ($\beta_s=0.25$); *б)* поле абсолютного тиску

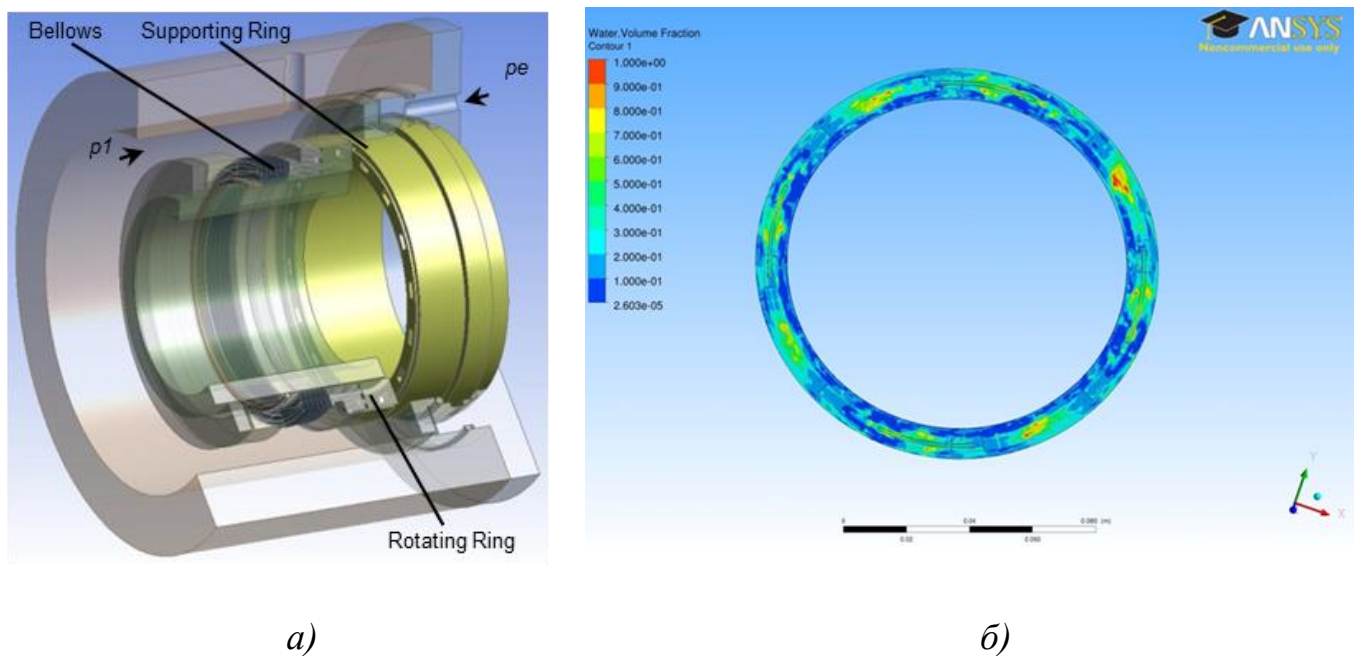


Рисунок 1.22 – Геометрія запірною ущільнення *a)* і розподіл об'ємної долі масляних крапель (ISO VG 2) на торцевій поверхні імпульсного ущільнення з дискретним підводом

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТОРЦЕВИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ

2.1 Аналіз впливу геометричних параметрів імпульсного ущільнення на його динамічні характеристики

2.1.1 Вступ

На рисунку 2.1 показана розрахункова схема досліджуваного ущільнення, принцип дії якого полягає в наступному: на торцевій поверхні аксіально рухомого кільця 1 розташовані замкнуті камери 2, а на обертовому опорному кільці 4 виконано декілька радіальних каналів-живильників 3, що відкриті у бік ущільнювальної порожнини. Через ці канали ущільнювальне середовище під ущільнювальним тиском p_1 вприскується в камери за ті короткі проміжки часу $t_1 = \alpha/\omega$, коли канали 3, що обертаються, проходять повз камери 2 [34,35].

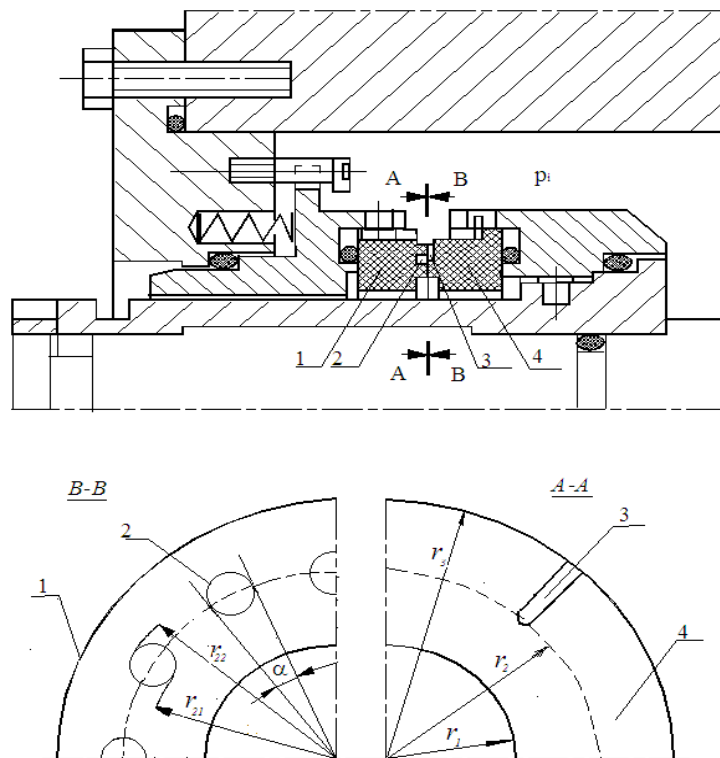


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема досліджуваного імпульсного ущільнення

Розрахунок динамічних характеристик містить оцінку власної частоти коливань аксіально рухомого кільця, побудову амплітудних і фазових характеристик, аналіз динамічної стійкості. Для оцінки впливу геометричних параметрів на динамічні характеристики системи проводився розрахунок для трьох значень безрозмірної площі σ і різної кількості камер і живильників.

2.1.2 Динаміка імпульсного ущільнення. Основні вираження

Диференціальне рівняння відносно тиску ψ_2 в камерах при осьових коливаннях кільця [34]:

$$T_2 \dot{\psi}_2 + \psi_2 = -(\tau_2 \dot{u} + \kappa_s u) - k_1 \Delta \psi + \psi_1 + k_2 \Omega, \quad (2.1)$$

$$\text{де } T_2 = \frac{V}{E g_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{A_s x_n}{P_n g_{s0}}, \quad k_1 = \frac{g_{30}}{g_{s0}}, \quad k_2 = \frac{g_{20} g_{30}}{\Omega_0 g_{s0}^2} \left(\Delta \psi_0 - \frac{3 g_{s0} g_{20}}{g_{30}} \Omega_0^2 \psi_* \right), \quad (2.2)$$

$$g_{s0} = g_{10} + g_{20} + g_{30}, \quad \Delta \psi_0 = \psi_{10} - \psi_{30}.$$

Регулююча дія - безрозмірна осьова сила тиску, що діє на аксіальне рухоме кільце:

$$\varphi = -\frac{\tau_2 p + \kappa_s}{T_2 p + 1} u + (\sigma - k_1) \frac{(\tau_1 p + 1) \psi_1 - (\tau_3 p + 1) \psi_3}{T_2 p + 1} + \frac{k_2 \Omega}{T_2 p + 1}, \quad (2.3)$$

$$\text{де } \tau_1 = \frac{\sigma - 1}{\sigma - k_1} T_2, \quad \tau_3 = \frac{\sigma}{\sigma - k_1} T_2 = \tau_1 + \frac{T_2}{\sigma - k_1}. \quad (2.4)$$

Коефіцієнт статичної жорсткості k_s визначається наступним чином:

$$\kappa_s = \frac{3 g_{20} g_{30}}{u_0 g_{s0}^2} \left[\Delta \psi_0 - \left(1 + \frac{g_{10}}{g_{30}} \right) \Omega_0^2 \psi_* \right]. \quad (2.5)$$

Зв'язок статичної жорсткості з безрозмірною площею визначається $\sigma = 1 - k_s$, тобто збільшення безрозмірної площі призводить до зменшення статичної жорсткості аксіального рухомого кільця.

Динамічна жорсткість системи оцінюється таким чином: $\varphi_u/u = -(ks+i\omega\tau_2)/(1+i\omega T_2) = -(U_2+i\omega V_2)$.

Якщо $U_2 > 0$ і $V_2 > 0$, то регулятор збільшує жорсткість і демпфірування (за умови $\varphi(u) < 0$). Негативні значення U_2 і V_2 дестабілізують кільце. Слід зазначити, що за відсутності зовнішнього демпфірування стабілізація забезпечується тільки демпфіруванням регулятора. Оскільки $V_2 = \tau_2 - T_2 K_s$, та умова стійкості набирає вигляду:

$$\tau_2 > T_2 K_s. \quad (2.6)$$

Рівняння вільних коливань аксіально рухомого кільця:

$$m\ddot{x} = F - k(\Delta + x) - c\dot{x}.$$

У безрозмірній формі, вважаючи $k\Delta = \text{const}$ і переходячи до варіацій $\delta\chi = 0$,

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + \chi_1)u = \varphi, \quad (2.7)$$

де c – коефіцієнт зовнішнього в'язкого тертя

$$\chi_1 = \frac{\chi}{\delta} = \frac{kx_n}{Ap_n}, \quad T^2 = \frac{mx_n}{Ap_n}, \quad 2\xi = \sqrt{\frac{c^2 x_n}{mA}}. \quad (2.8)$$

Рівняння замкнутої системи автоматичного регулювання торцевого зазору:

$$D(p)u = (\sigma - k_1)[(\tau_1 p + 1)\psi_1 - (\tau_3 p + 1)\psi_3] + k_2 \Omega, \quad (2.9)$$

де власний оператор системи і його коефіцієнти мають вигляд:

$$D(p) = a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3, \quad (2.10)$$

$$a_0 = T^2 T_2, \quad a_1 = T^2 + 2\xi T T_2, \quad a_2 = 2\xi T + \chi_1 T_2 + \tau_2, \quad a_3 = \kappa_s + \chi_1.$$

Власна частота коливань, а також її граничні значення визначаються наступними виразами [36]:

$$\omega_* = \frac{\sqrt{\chi_1 + U_2(\omega)}}{T} = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n P_n}{k x_n} \cdot \frac{\kappa_s + T_2 \tau_2 \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2.11)$$

$$\omega_*(0) = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n P_n}{k x_n} \kappa_s}, \quad \omega_*(\infty) = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n P_n}{k x_n} \cdot \frac{\tau_2}{T_2}} = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n^2 E}{k V}}. \quad (2.12)$$

На аксіально рухоме кільце в осьовому напрямку діє ряд збуджень, серед яких переважають гармонійні збудження

$$\psi_1 = \psi_{1a} e^{i\alpha x}, \quad \psi_3 = \psi_{3a} e^{i\alpha x}, \quad \Delta\psi = (\psi_{1a} - \psi_{3a}) e^{i\alpha x}. \quad (2.13)$$

За рівнянням можна побудувати частотні передаточні функції по зовнішніх діях [35,37]:

$$W_{\Delta\psi}(i\omega) = W_1(i\omega) = \frac{u}{\Delta\psi} = \frac{u}{\psi_1} = (\sigma - k_1) \frac{\tau_1 i\omega + 1}{U + i\omega V} = (\sigma - k_1)(U_1 + i\omega V_1) = A_1(\omega) e^{i\gamma_1}, \quad (2.14)$$

$$W_3(i\omega) = \frac{u}{\psi_3} = -\frac{T_2 i\omega}{U + i\omega V} = U_3 + i\omega V_3 = A_3(\omega) e^{i\gamma_3};$$

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = a_3 - a_1 \omega^2, \quad V = a_2 - a_0 \omega^2.$$

Виділивши дійсні і уявні частини частотних передаточних функцій, отримаємо:

$$U_1 = \frac{U + \tau_1 \omega^2 V}{U^2 + \omega^2 V^2}, \quad V_1 = \frac{\tau_1 U - V}{U^2 + \omega^2 V^2}; \quad U_3 = \frac{-T_2 \omega^2 V}{U^2 + \omega^2 V^2}, \quad V_3 = \frac{-T_2 U}{U^2 + \omega^2 V^2}. \quad (2.15)$$

Вирази для амплітудних і частотних характеристик:

$$A_{\Delta\psi} = A_1 = (\sigma - k_1) \sqrt{\frac{1 + \tau_1^2 \omega^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \gamma_{\Delta\psi} = \gamma_1 = -\arctg \omega \frac{V - U \tau_1}{U + \omega^2 V \tau_1}; \quad (2.16)$$

$$A_3 = \frac{T_2 \omega}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}, \gamma_3 = \arctg \frac{U}{\omega V} - \pi.$$

2.1.3 Числовий приклад

Вихідні дані.

1. Ущільнюваний тиск $p_1 = (2-16) \text{ МПа}$, $p_3 = 0$, $p_n = p_{1n} = 10 \text{ МПа}$, частота обертання ротора $\omega = \omega_n = 150 \text{ с}^{-1}$, безрозмірні параметри: $\psi_1 = 0,2 \dots 1,6$; $\psi_3 = 0$, $\psi_n = 1$, $\Omega = 1$; ущільнювана рідина - вода, температура 40°C , густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; динамічний коефіцієнт $\mu = 0,67 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, адіабатичний об'ємний модуль пружності $E = 2,2 \cdot 10^3 \text{ МПа}$; радіуси: $r_0 = 0,115 \text{ м}$, $r_1 = 0,12 \text{ м}$, $r_2 = 0,13 \text{ м}$, $r_3 = 0,14 \text{ м}$. Камери круглого перетину з радіусом $r_c = 0,003 \text{ м}$, глибина камер $h_c = 0,115$. Центральний кут розташування камери $\alpha_c = 2r_c/r_2 \text{ рад}$.

2. Величини кільцевих площ: $A_1 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $A_2 = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $A_3 = 5,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $A = 10,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Зусилля попереднього стискання пружин $kA = 905 \text{ Н}$, безрозмірне зусилля $\chi = 8,54 \cdot 10^{-3}$. Безрозмірна ефективна площа, при якій на номінальному режимі $x \approx x_n$: $\sigma = \sigma^* = 0,243$. Робочий діапазон ущільнення обмежується умовою $\Delta\psi_{\min} = 0,2 > 0,0477$ і додатково вимогою $\alpha_{32} = 0,456 > 0,234$. Таким чином, допустимий діапазон ущільнюваного тиску набагато ширше потрібного за технічним завданням.

3. Складові диференціального рівняння (2) $T_2 = 6,17 \cdot 10^{-3}$, $\tau_2 = 9,8 \cdot 10^{-3}$, $k_1 = 0,27$, $k_2 = 0,03$. Значення коефіцієнта статичної жорсткості K_s , який визначається за формулою (3) – $0,08$. Регулююча дія, визначається за формулою (4), де коефіцієнти для безрозмірного параметра $\sigma = (0,22; 0,256; 0,28)$: $\tau_1 = (0,1; 0,36; -$

0,39), $\tau_3=(-0,03; -0,12; 0,15)$. Приведена жорсткість пружини (8) $\chi_1=1,78 \cdot 10^{-6}$, $T_2=1,24 \cdot 10^{-10}$.

4. Умова стійкості, згідно (6) для заданих параметрів виконується із запасом: $V=1,41 \cdot 10^{-7} < 2,95 \cdot 10^{-6}$. Граничні значення власної частоти системи, визначаються за виразами (11) і складають: $\omega^*(0)=5740 \text{с}^{-1}$, $\omega^*(\infty)=25400 \text{с}^{-1}$.

5. При розгляданні вимушених коливань системи оперуємо рівнянням динаміки замкнутої системи автоматичного регулювання торцевого зазору. Коефіцієнти власного оператора системи (10) мають вигляд: $a_0=7,64 \cdot 10^{-13}$, $a_1=1,24 \cdot 10^{-10}$, $a_2=9,8 \cdot 10^{-3}$, $a_3=0,08$.

6. Графічна залежність величини амплітуди від частоти коливань системи (формули (16)), без урахування сил в'язкого тертя у системі приведена на рис. 2.2. З урахуванням цього коефіцієнта - на рис. 2.3.

7. В таблиці 2.1 зведені безрозмірні та відповідаючі їм розмірні значення амплітуд коливань системи. Оскільки резонансна частота осьових коливань однакова при усіх значеннях безрозмірного параметра і відповідна їй амплітуда мало відрізняється, то на рисунку подано до розгляду тільки один випадок.

Таблиця 2.1 - Амплітуди резонансних коливань кільця ущільнення при різних коефіцієнтах демпфірування

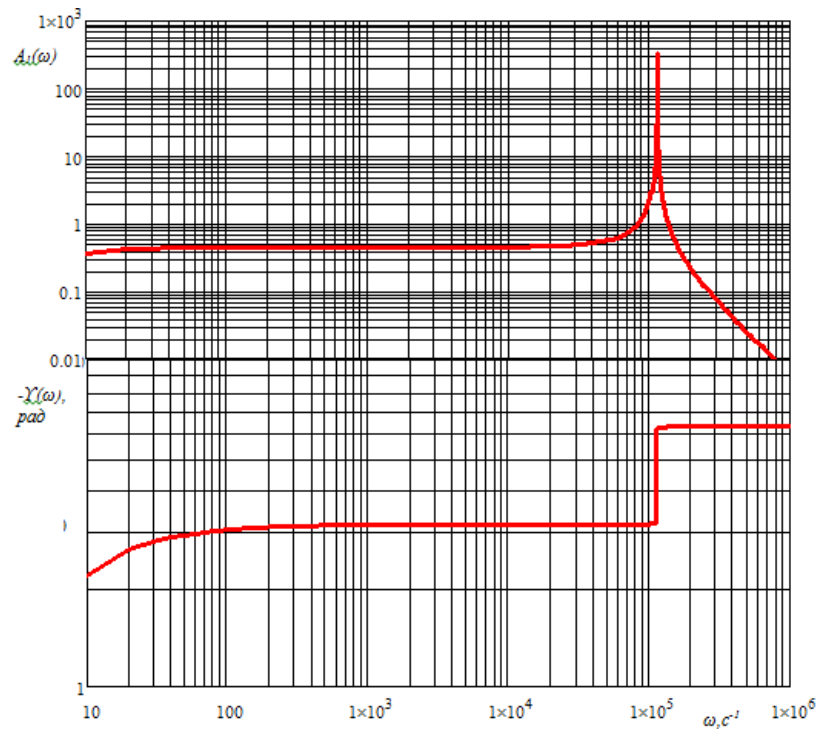
$\omega, \text{с}^{-1}$	$\sigma = 0.22$		$\sigma = 0.256$		$\sigma = 0.28$	
	A_1	$x_1, \text{М}$	A_2	$x_2, \text{М}$	A_3	$x_3, \text{М}$
$\omega_n = 150$	0,49	$1,47 \cdot 10^{-8}$	0,47	$1,4 \cdot 10^{-8}$	0,45	$1,36 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 0$						
$\omega_* = 1,13 \cdot 10^5$	361,3	$1,08 \cdot 10^{-5}$	344,6	$1,03 \cdot 10^{-5}$	333,5	$1,00 \cdot 10^{-5}$
$\xi = 0,5$						
$\omega_* = 1,11 \cdot 10^5$	1,25	$3,76 \cdot 10^{-8}$	1,19	$3,58 \cdot 10^{-8}$	1,16	$3,47 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 0,75$						
$\omega_* = 1,08 \cdot 10^5$	0,84	$2,51 \cdot 10^{-8}$	0,80	$2,40 \cdot 10^{-8}$	0,77	$2,32 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 1$						
$\omega_* = 1,04 \cdot 10^5$	0,66	$1,97 \cdot 10^{-8}$	0,63	$1,88 \cdot 10^{-8}$	0,61	$1,82 \cdot 10^{-8}$

Таблиця 2.2 – Амплітуди резонансних коливань кільця ущільнення на робочому режимі ($\omega_n = 150, \text{с}^{-1}$)

n_c	$\sigma = 0.22$		$\sigma = 0.256$		$\sigma = 0.28$	
	A_1	$x_1, \text{нм}$	A_1	$x_1, \text{нм}$	A_1	$x_1, \text{нм}$
16	0.16	4.9	0.16	4.7	0.15	4.5
24	0.25	7.4	0.23	7.0	0.3	6.8
32	0.33	9.8	0.31	9.4	0.3	9.1
40	0.41	12.3	0.39	11.7	0.37	11.3
48	0.49	14.6	0.47	14.0	0.45	13.6

Таблиця 2.3 – Амплітуди резонансних коливань кільця ущільнення

n_c		ω_*, c^{-1}	$n_i = 2$		$n_i = 4$		$n_i = 6$	
			A_1	x_1, MKM	A_1	x_1, MKM	A_1	x_1, MKM
16	$\sigma_1=0.22$	$1.9 \cdot 10^5$	105.6	3.9	107.1	3.2	108.5	3.3
	$\sigma_2=0.256$		100.7	3.0	102.1	3.1	103.5	3.1
	$\sigma_3=0.28$		97.4	2.9	98.8	2.9	100.1	3.0
24	$\sigma_1=0.22$	$1.6 \cdot 10^5$	122.9	3.7	124.5	3.7	125.9	3.8
	$\sigma_2=0.256$		117.2	3.5	118.8	3.6	120.2	3.6
	$\sigma_3=0.28$		113.5	3.4	114.9	3.5	116.3	3.5
32	$\sigma_1=0.22$	$1.4 \cdot 10^5$	69.7	2.1	69.95	2.1	70.6	2.1
	$\sigma_2=0.256$		66.5	2.0	66.7	2.0	66.9	2.0
	$\sigma_3=0.28$		64.4	1.9	64.6	1.9	64.8	1.9
40	$\sigma_1=0.22$	$1.2 \cdot 10^5$	285.6	8.6	297.8	8.9	310.3	9.3
	$\sigma_2=0.256$		272.5	8.2	284.2	8.3	295.9	8.9
	$\sigma_3=0.28$		263.7	7.9	275.0	8.2	286.4	8.6
48	$\sigma_1=0.22$	$1.1 \cdot 10^5$	361.3	1.1	112.9	3.4	113.4	3.4
	$\sigma_2=0.256$		344.6	1.0	107.7	3.2	108.2	3.3
	$\sigma_3=0.28$		333.5	1.0	104.2	3.1	104.7	3.1

Рисунок 2.2 – Амплітудні і фазові частотні характеристики для безрозмірного тиску нагнітання ($\sigma = \sigma_3, \xi = 0$)

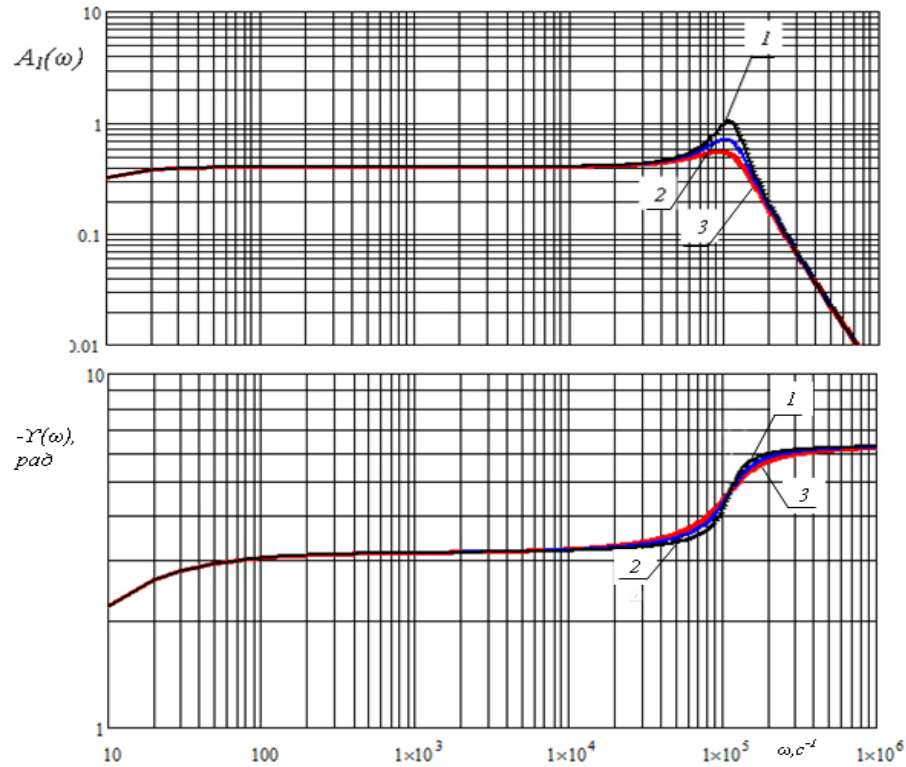


Рисунок 2.3 – Амплітудні і фазові частотні характеристики для безрозмірного тиску нагнітання з урахуванням демпфірування ($\sigma = \sigma_3$)

$$1 - \xi = 0.5, \quad 2 - \xi = 0.75, \quad 3 - \xi = 1$$

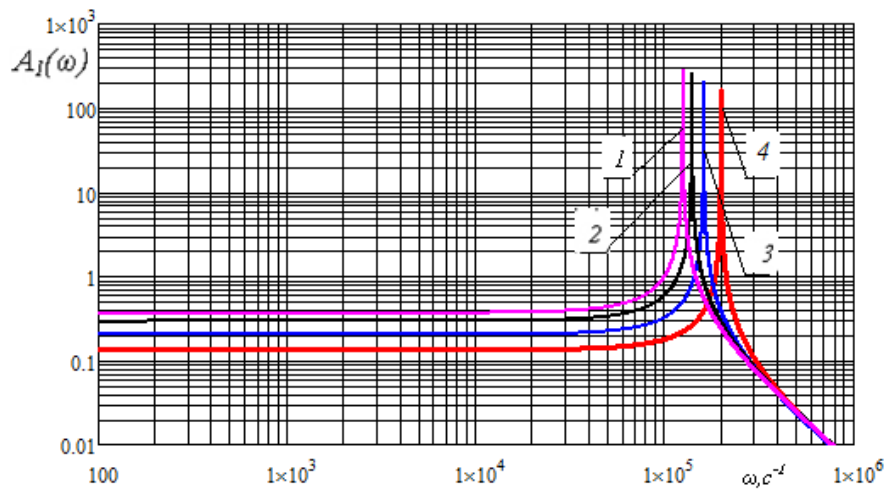


Рисунок 2.4 – Амплітудні і фазові частотні характеристики для безрозмірного тиску нагнітання за умови $n_i=2$:

$$1 - n_c = 40, \quad 2 - n_c = 32, \quad 3 - n_c = 24, \quad 4 - n_c = 16$$

На рис. 2.4 приведені результати обчислень за наявності в системі двох живильників і різної кількості камер. Аналогічні розрахунки для 4 і 6 живильників зведені в таблиці 1. Як видно з таблиці, на номінальному режимі роботи величина максимального відхилення зі збільшенням значення σ зростає на (2–5) %. При коливаннях на резонансній частоті - (3–5) %. Таким чином, оскільки розмірні значення цих амплітуд складають нанометри, то можна стверджувати, що аварійна небезпека при збільшенні безрозмірного геометричного параметра ущільнення у встановлених межах відсутня.

Максимальна розмірна амплітуда для безрозмірної площі $\sigma = \sigma_3$ складає 10,8 мкм, проте на робочій частоті обертання вона дорівнює відповідно 0,01 мкм. Таким чином, можна стверджувати, що немає небезпеки виникнення задиру.

Оцінка впливу зростання коефіцієнта демпфірування показала (при $n_i=2$, $n_c=48$), що із зростанням коефіцієнта в'язкого тертя резонансні піки згладжуються, що повністю відповідає класичним результатам дослідження коливальних систем.

2.1.4 Висновки

Оцінка впливу геометричних параметрів імпульсного ущільнення на його динамічні характеристики показала:

1. Збільшення числа камер знижує критичну частоту і підвищує амплітуди коливань аксіально рухомого кільця.
2. Збільшення кількості живильників призводить до зростання амплітуд коливань і не позначається на значенні критичної або резонансної частоти.
3. Зростання безрозмірного геометричного параметра σ призводить до пониження амплітуд коливань.
4. Власна або резонансна частота осьових коливань складає близько 10000 c^{-1} , що для розглянутого насосного агрегату (робоча частота якого 150 c^{-1}) є недосяжною, але для високооборотних турбоагрегатів, робочі частоти яких можуть досягати 15000 c^{-1} , можлива небезпека виникнення резонансних режимів.

5. Аналіз динамічної стійкості системи за критерієм Гурвіця, а також виходячи з умови обмеження величини об'єму, показав, що система є стійкою для усіх можливих поєднань параметрів.

2.2 Статичний розрахунок запірною імпульсного ущільнення

2.2.1 Конструкція і принцип роботи ущільнення

Імпульсне здвоєне ущільнення з підведенням запірної рідини чи газу показано на рис. 2.5. На обертовому аксіально-рухомому кільці 1 ущільнення розташовані замкнуті камери 3, а на опорному диску 4 – кільцева буферна канавка 2. В торцевий зазор на радіусі r_2 розташування камер по дросельним каналам 5, виконаним у нерухомому опорному диску 4, підводиться затворне середовище з тиском p_e . За короткий час $t_1 = \alpha/\omega$, протягом якого окрема камера проходить повз підвідного каналу, в ній стрибкоподібно підвищується тиск (рис. 2.6) до значення $p_{2\max}$. Імпульс тиску на часовому відрізку викликає стиснення запірною середовища в камері. Протягом часу $t_2 = T - t_1 T = 2\pi/(n_i\omega)$, n_i – число підвідних дроселів 5, камера 3 ізольована від підвідних дроселів (живильників). За цей час стиснуте в камері середовище витікає, і тиск в камері зменшується до мінімальної величини $p_{2\min}$, яка тим менше, чим більше торцевий зазор.

Ущільнення знову можна розглядати як статичну систему автоматичного регулювання, для якої торцевий зазор – регульована величина, сила $F_s(z)$ – регулюючий вплив, ущільнюючий тиск p_1 , тиск на виході p_3 , тиск запірної середовища p_e і частота обертання ω – зовнішні дії.

На короткому проміжку часу t_* (рис. 2.6) тиск у камері менше ущільнюється, тому можливі короточасні прориви ущільнюваного середовища назовні. Для запобігання можливих проривів зроблена буферна канавка 2 (рис. 2.5). Завдяки великому об'єму (порівняно з об'ємом торцевого зазору) пульсації тиску в канавці згладжуються, і встановлюється осереднений тиск $p_i < p_2$. Запірний тиск p_e слід вибирати так, щоб тиск p_i в буферній канавці декілька перевищував величину тиску ущільнюваного середовища.

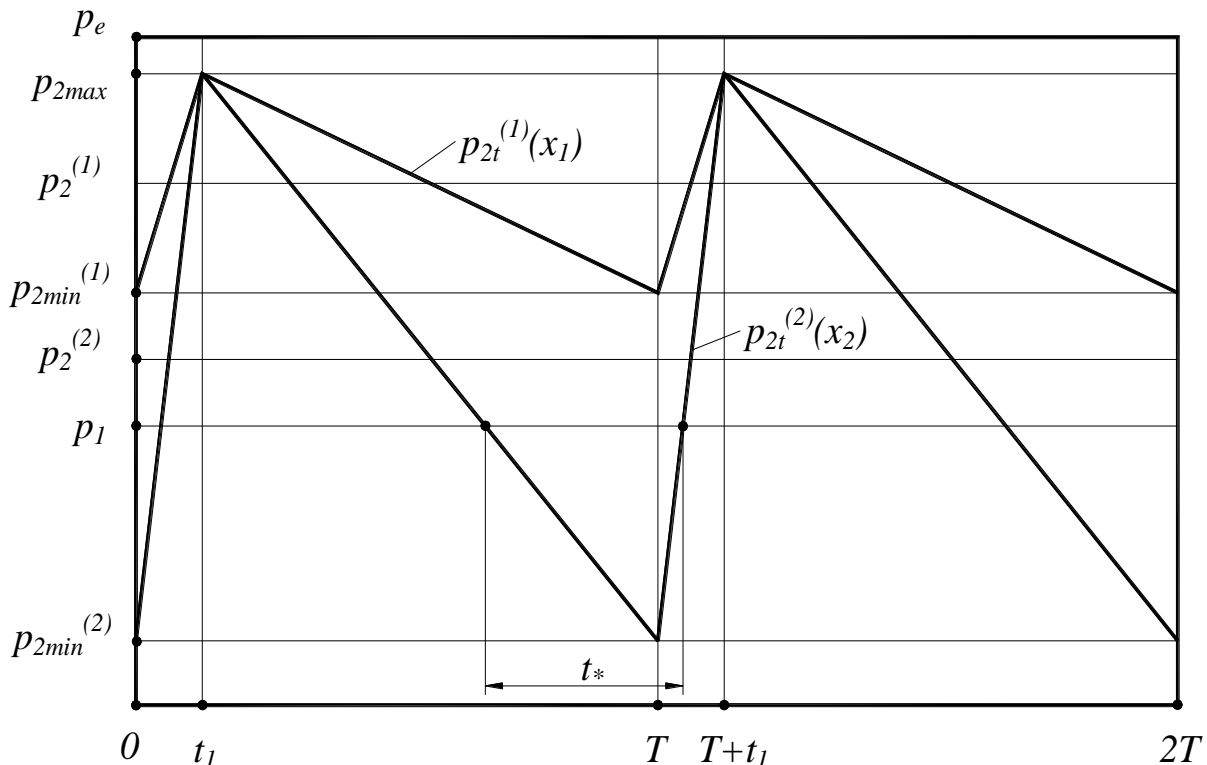


Рисунок 2.6 – Змінення тиску з часом в окремій камері

Верхні по відношенню до камер плоскі кільцеві дроселі (пояски) з провідностями g_{11}, g_{12} (рис. 2.7) обмежують протікання запірного середовища в ущільнювану порожнину.

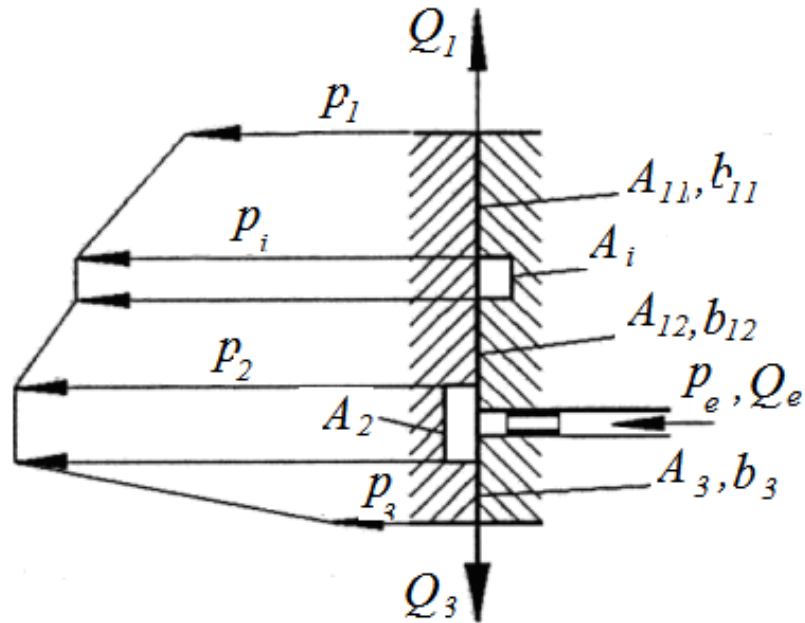


Рисунок 2.7 – Розподіл тиску в торцевому зазорі

Нижній дросель з провідністю g_3 обмежує обумовлені перепадом тиску $p_2 - p_3$ витіки запірного середовища в атмосферу.

Таким чином, зовнішні і внутрішні пояски однієї пари кілець, розділені розвантажувальними камерами, виконують функції двох умовних, коаксіально розташованих ступенів. Іншими словами, одна загальна пара тертя утворює компактне подвійне торцеве ущільнення.

Розрахункова модель ущільнення, заснована на результатах вимірювання тиску в камерах і по радіусу торцевого зазору: тиск на перемичках приблизно дорівнює осередненому тиску p_2 в камерах, а по радіусу торцевих дроселів змінюється за лінійним законом (рис. 2.7). За час t_1 тиск у камері лінійно

збільшується і рідина (газ) стискається. За час t_2 тиск так само лінійно убиває (рис. 2.6) за рахунок витікання робочого середовища з камери. Малі високочастотні вібрації кільця не роблять помітного впливу на осередненні видаткові і силові характеристики. Режим течії рідини в каналах будемо вважати ламінарним, так як торцевий зазор малий, і ущільнення повинно працювати з крапельними витоками. Число камер $n_e=8-32$, число живильників (підвідних дроселів) $n_i=2-4$.

2.2.2 Побудова статичних характеристик запірного імпульсного ущільнення для рідини

Статичні характеристики ущільнення – залежності торцевого зазору і внутрішньої і зовнішньої витрат – визначаються з рівняння рівноваги аксіально-рухомого кільця. При цьому тиск в камерах, від якого залежить сила тиску на внутрішню торцеву поверхню, визначається з рівнянь балансу витрат. Для гідравлічного тракту, показаного на рис. 2.8,

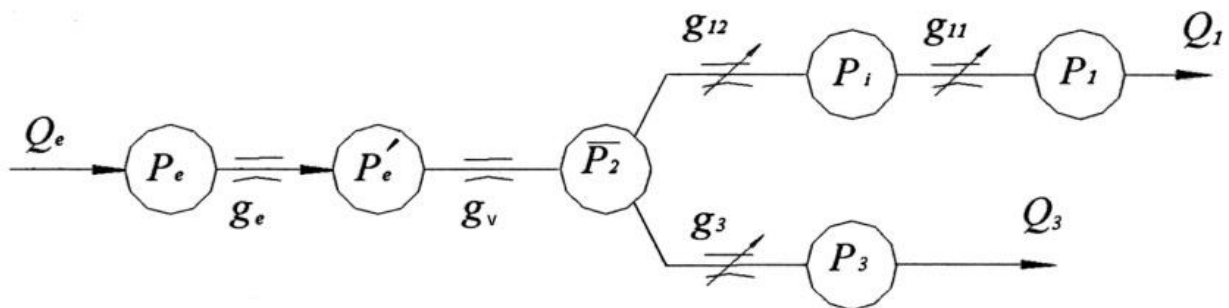


Рисунок 2.8 – Схема гідравлічного тракту запірного імпульсного ущільнення

Рівняння нерозривності.

Для гідравлічного тракту, показаного на рис. 2.8, рівняння балансу витрат мають вигляд:

$$Q_e = Q_2, \quad Q_2 = Q_{12} + Q_3, \quad Q_{12} = Q_{11}; \quad (2.17)$$

де

$$Q_e = g_e(p_e - p'_e), \quad Q_2 = g_2(p'_e - p_2), \quad (2.18)$$

$$Q_{12} = g_{12}(p_2 - p_i), \quad Q_{11} = g_{11}(p_i - p_1), \quad Q_3 = g_3(p_2 - p_3);$$

$p'_e = p_{2\max}$ – тиск на виході з живильника. Провідності внутрішнього і зовнішнього торцевих дроселів

$$g_{11} = g_{11n} u^3, \quad g_{12} = g_{12n} u^3, \quad g_3 = g_{3n} u^3, \quad (2.19)$$

$$g_{11n} = \frac{\alpha r_3 z_n^3}{12 \mu b_{11}}, \quad g_{12n} = \frac{\alpha r_1 z_n^3}{12 \mu b_{12}}, \quad g_{3n} = \frac{\alpha r_1 z_n^3}{12 \mu b_3}; \quad g_e = \frac{\pi r_e^4}{8 \mu l_e};$$

умовна провідність стиснення при номінальній частоті обертання

$$g_{2n} = \frac{V n_i \omega_n}{\pi E}, \quad g_2 = g_{2n} \Omega; \quad u = \frac{z}{z_n}, \quad (2.20)$$

g_e – провідність ламінарних трубчастих (довжина l_e , радіус r_e) дроселів. У першому рівнянні (2.17) не враховано порівняно малі витрати від живильників (точкові джерела) через торцеві зазори, коли повз живильники проходить перемичка.

З урахуванням виразів для витрат рівняння (2.17) приймають вигляд

$$g_e(p_e - p'_e) = g_2(p'_e - p_2), \quad g_e(p_e - p'_e) = g_{12}(p_2 - p_1) + g_3(p_2 - p_3),$$

$$g_{12}(p_2 - p_1) = g_{11}(p_i - p_1).$$

З цих рівнянь знайдемо осереднений за період між двома послідовними вприсками тиск у камерах:

$$p_2 = \frac{g_c p_e + (g_{1n} p_1 + g_{3n} p_3) u^3}{g_c + g_s u^3}; \quad p_i = p_1 \frac{g_1}{g_{12}} + p_2 \frac{g_1}{g_{11}}, \quad (2.21)$$

де

$$g_c = \frac{g_e g_{2n} \Omega}{g_e + g_{2n} \Omega}, \quad g_s = g_{1n} + g_{3n}, \quad g_l = \frac{g_{11} g_{12}}{g_{11} + g_{12}}. \quad (2.22)$$

За відсутності вхідних дроселів ($g_e \rightarrow \infty$) $g_c \rightarrow g_2 = g_{2n} \Omega$.

Друга формула (2.21) дозволяє визначити тиск у буферній канавці і вибрати необхідний тиск затворного середовища, при якому задовольняється вимога $p_i > p_1$:

$$p_e > p_1 + \frac{g_3}{g_c} (p_1 - p_3). \quad (2.23)$$

У безрозмірному вигляді тиск в камерах

$$\psi_2 = \frac{g_c \psi_e + (g_{1n} \psi_1 + g_{3n} \psi_3) u^3}{g_c + g_s u^3}. \quad (2.24)$$

Сила, яка розкриває торцевий зазор.

Як впливає з рис. 2.7,

$$\begin{aligned} F_s &= 0,5(p_1 + p_i)A_{11} + p_i A_i + 0,5(p_i + p_2)A_{12} + p_2 A_2 + 0,5(p_2 + p_3)A_3 = \\ &= a_1 p_1 + a_e p_2 + 0,5 A_3 p_3; \end{aligned}$$

$$A_{11} = \pi(r_1^2 - r_{12}^2), A_i = \pi(r_{12}^2 - r_{11}^2), A_{12} = \pi(r_{12}^2 - r_{22}^2), A_2 = \pi(r_{22}^2 - r_{21}^2),$$

$$A_3 = \pi(r_{21}^2 - r_1^2), A_c = \pi(r_3^2 - r_1^2), B_1 = \pi(r_3^2 - r_B^2), B_2 = \pi(r_B^2 - r_3^2);$$

(2.25)

$$a_1 = \frac{A_{11}}{2} + a_i \frac{g_1}{g_{12}}, a_e = a_2 + a_i \frac{g_1}{g_{11}},$$

$$a_i = \frac{1}{2}(A_{11} + 2A_i + A_{12}), a_2 = \frac{1}{2}(A_{12} + 2A_2 + A_3).$$

У безрозмірних змінних

$$\varphi_s = \frac{F_s}{A_c p_n} = \frac{a_1}{A_c} \psi_1 + \frac{A_3}{2A_c} \psi_3 + \sigma \psi_2, \quad (2.26)$$

а після підстановки (2.24)

$$\varphi_s = \frac{g_c}{g_c + g_s u^3} \sigma \psi_e + \left[\frac{a_1}{A_c} + \sigma \frac{g_{1n} u^3}{g_c + g_s u^3} \right] \psi_1 + \left[\frac{A_3}{2A_c} + \sigma \frac{g_{3n} u^3}{g_c + g_s u^3} \right] \psi_3, \quad (2.27)$$

де

$$\psi_{1,2,3,e} = \frac{P_{1,2,3,e}}{P_n}, \quad \sigma = \frac{a_e}{A_c},$$

$A_c = B_1 + B_3$ – площа всієї торцевої поверхні аксіально-рухомого кільця, а в якості P_n прийнято номінальне значення ущільнюючого тиску.

Похідна від (2.27) по безрозмірному торцевому зазору представляє собою коефіцієнт безрозмірної гідростатичної жорсткості

$$\kappa = \frac{\partial \varphi_s}{\partial u} = \sigma \frac{\partial \psi_2}{\partial u} = -\sigma \cdot \frac{3g_c u^2}{(g_c + g_s u^3)^2} [g_s (\psi_e - \psi_1) + g_{3n} (\psi_1 - \psi_3)]. \quad (2.28)$$

З отриманої формули видно, що гідростатична жорсткість від'ємна $\kappa < 0$, якщо

$$g_s \psi_e > g_{1n} \psi_1 + g_{3n} \psi_3 \text{ або } g_s P_e > g_{1n} P_1 + g_{3n} P_3. \quad (2.29)$$

Ця нерівність є умовою статичної стійкості. Провідність g_c , при якій модуль гідростатической жорсткості досягає максимуму, визначається з рівності $\frac{\partial \kappa}{\partial g_c} = 0$ і становить $g_{c^*} = g_s u^3$, а для номінального режиму $u=1$, $\Omega=1$

$$g_{c^*} = \frac{g_e g_{2n}}{g_e + g_{2n}} = g_s = g_{1n} + g_{3n}. \quad (2.30)$$

Якщо опір підвідних каналів незначний ($g_e \rightarrow \infty$, $g_{c^*} \rightarrow g_2$), то максимальна жорсткість на номінальному режимі досягається за умови

$$g_{2^*} = \frac{V n_i \omega_n}{\pi E} = g_s = g_{1n} + g_{3n}.$$

Статичні характеристики ущільнення.

Статичні характеристики отримано з умови осьової рівноваги аксіально-рухомого кільця:

$$F_s = F_e + F_k, \quad F_e = B_1 p_1 + B_3 p_3, \quad F_k = k(\Delta + x), \quad (2.31)$$

де F_e – зовнішня постійна навантажувальна сила, F_k – сила стиснення пружних елементів, k – коефіцієнт приведеної жорсткості пружних елементів, Δ – величина попереднього стиснення пружин.

Підставивши вирази сил в умову рівноваги, одержимо рівняння, з якого знаходимо

$$u^3 = \alpha_{cs} \frac{\sigma \psi_e - \sigma_1 \psi_1 - \sigma_3 \psi_3 - \psi_k}{(\sigma_1 - \alpha_{1s} \sigma) \psi_1 + (\sigma_3 - \alpha_{3s} \sigma) \psi_3 + \psi_k}, \quad (2.32)$$

де

$$\sigma_1 = \frac{B_1 - a_1}{A_c}, \quad \sigma_3 = \frac{B_3 - 0,5A_3}{A_c}, \quad \alpha_{cs} = \frac{g_c}{g_s}, \quad \alpha_{1s} = \frac{g_{1n}}{g_s}, \quad \alpha_{3s} = \frac{g_{3n}}{g_s}, \quad \psi_k = \frac{F_k}{A_c p_n}. \quad (2.33)$$

Статичну характеристику можна будувати за допомогою одного з зовнішніх впливів: $\psi_1, \psi_3, \psi_e, \psi_k, \Omega$. Однак потрібно мати на увазі, що для запобігання протікання назовні ущільнюваної рідини, тиск запірного середовища має на $0,1-0,2$ МПа перевищувати ущільнююють тиск. Тому між цими тисками існує додатковий зв'язок, який можна характеризувати відношенням $p_e/p_1 = \psi_e/\psi_1 = \delta\psi_e$. З урахуванням цього зв'язку вираз (2.32) після ділення чисельника і знаменника на ψ_1 приймає вид

$$u^3 = \alpha_{cs} \frac{\sigma \delta \psi_e - \sigma_1 - \sigma_3 \psi_3 / \psi_1 - \psi_k / \psi_1}{\sigma_1 - \alpha_{1s} \sigma + (\sigma_3 - \alpha_{3s} \sigma) \psi_3 / \psi_1 + \psi_k / \psi_1}. \quad (2.34)$$

Область функціонування ущільнення лежить в діапазоні позитивних значень торцевих зазорів $u > 0$. Зазор залишається додатнім, якщо чисельник і знаменник (2.34) мають однакові знаки, тобто коли для позитивних значень чисельника і знаменника виконуються нерівності

$$\psi_1 > \frac{1}{\sigma - \sigma_1} (\sigma_3 \psi_3 + \psi_k - \sigma \delta \psi), \quad \psi_1 < \frac{1}{\alpha_{1s} \sigma - \sigma_1} [(\sigma_3 - \alpha_{3s} \sigma) \psi_3 + \psi_k]. \quad (2.35)$$

У разі від'ємних знаків чисельника і знаменника нерівності (2.35) замінюються нерівностями протилежного змісту.

Оптимальне значення торцевого зазору $z = z_n, u = 1$ встановлюється при рівності чисельника і знаменника (2.34):

$$\alpha_{cs} (\sigma \psi_e - \sigma_1 \psi_1 - \sigma_3 \psi_3 - \psi_k) = (\sigma_1 - \alpha_{1s} \sigma) \psi_1 + (\sigma_3 - \alpha_{3s} \sigma) \psi_3 + \psi_k.$$

Якщо останню рівність розглянути спільно з умовою (2.24), безрозмірна форма якої $\delta \psi = \psi_e - \psi_1 > \alpha_{3c} (\psi_1 - \psi_3)$, то прийдемо до нерівності $\psi_1 < (\sigma_3 \psi_3 + \psi_k) / (\sigma - \sigma_1)$. Повертаючись до розмірних величин, матимемо

$$(a_e + a_1 - B_1) p_1 < (B_3 - 0,5 A_3) p_3 + F_k.$$

Враховуючи, що $B_1 + B_3 = A_e$, можна записати:

$$B_1(p_1 - p_3) > (a_e + a_1)p_1 - (A_c - 0,5A_3)p_3 - F_k. \quad (2.36)$$

З (2.36) можна знайти навантажувальну площу B_1 , за допомогою якої визначається коефіцієнт навантаження $k_p \sim B_1/A_c$. Вибір площ, які відповідають умові (2.36), забезпечують роботу ущільнення з близьким до оптимального значенням торцевого зазору ($z \approx z_n$) при фіксованих номінальних значеннях тисків. Одночасно виконується умова $p_i > p_1$.

Витрати запірної рідини в ущільнювану порожнину (Q_1) і в атмосферу (Q_3), які також є статичними характеристиками, визначаються формулами (2.18), в яких провідності g_{11}, g_{12}, g_3 (2.19) ділянок плоских каналів з центральним кутом α слід збільшити в $2\pi/\alpha$ раз. З урахуванням цього зауваження після підстановки осередненого тиску (2.24) в камерах, формули для безрозмірних витрат приводяться до вигляду

$$\bar{Q}_1 = \frac{Q_1}{g_s p_n} = \alpha_{1s} u^3 \psi_1 \frac{\delta\psi_{e1} - \bar{\alpha}_{3c} u^3 \Delta\psi/\psi_1}{1 + \bar{\alpha}_{sc} u^3}, \quad (2.37)$$

$$\bar{Q}_3 = \frac{Q_3}{g_s p_n} = \alpha_{3s} u^3 \frac{\delta\psi_e - \psi_3/\psi_1 + \bar{\alpha}_{1c} u^3 \Delta\psi/\psi_1}{1 + \bar{\alpha}_{sc} u^3},$$

де

$$\delta\psi_e = \frac{p_e}{p_1}, \Delta\psi = \psi_1 - \psi_3, \bar{\alpha}_{sc} = \frac{g_s}{g_c} \cdot \frac{2\pi}{\alpha}, \bar{\alpha}_{1c} = \frac{g_{1n}}{g_c} \cdot \frac{2\pi}{\alpha}, \bar{\alpha}_{3c} = \frac{g_{3n}}{g_c} \cdot \frac{2\pi}{\alpha}. \quad (2.38)$$

Умовою того, що ущільнююче середовище не проривається назовні, є наявність витрати запірного середовища в ущільнювану камеру: $Q_1 > 0$ або, як видно з першої формули (2.37)

$$\delta\psi_{e1} > \bar{\alpha}_{3c} u^3 \Delta\psi / \psi_1.$$

Приклад розрахунку.

На рис. 2.9 приведена статична характеристика – залежність торцевого зазору u від p_e/p_1 для ущільнення з радіусами (в міліметрах): $r_1 = 60, r_{21} = 65, r_{22} = 70, r_2 = 67,5, r_{11} = 75, r_{12} = 78, r_3 = 83, r_B = 70$. У якості оптимального зазору прийнято $z_n = 4 \text{ мкм}$, глибина камер 3 мм , частота обертання ротора 3000 об/хв , кількість живильників $n_i = 4$; $p_{1n} = 0,4 \text{ МПа}, p_3 = 0$. Запірне середовище – вода з температурою 40°C з динамічною в'язкістю $\mu = 0,67 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ та модулем пружності $E = 2,2 \cdot 10^9 \text{ Па}$; $(p_e/p_1)_n = 1,2$. При номінальних параметрах зовнішні витоки запірного середовища, які знаходяться за формулою (2.37), наведені в таблиці 2.4. Було розглянуто систему з різною кількістю живильників. Як бачимо, збільшення числа живильників призводить до зростання витоків перекачуваного середовища та величини торцевого зазору.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків

i	$g_{1n}, m^5/N \cdot s$	$g_{2n}, m^5/N \cdot s$	$g_{3n}, m^5/N \cdot s$	α_{cs}	α_{1s}	α_{3s}	\bar{Q}_n
	$3,725 \cdot 10^{-15}$	$6,566 \cdot 10^{-15}$	$4,717 \cdot 10^{-15}$	0,78	0,68	0,56	0,29
		$1,313 \cdot 10^{-14}$		1,56			0,59
		$1,97 \cdot 10^{-14}$		2,33			0,88

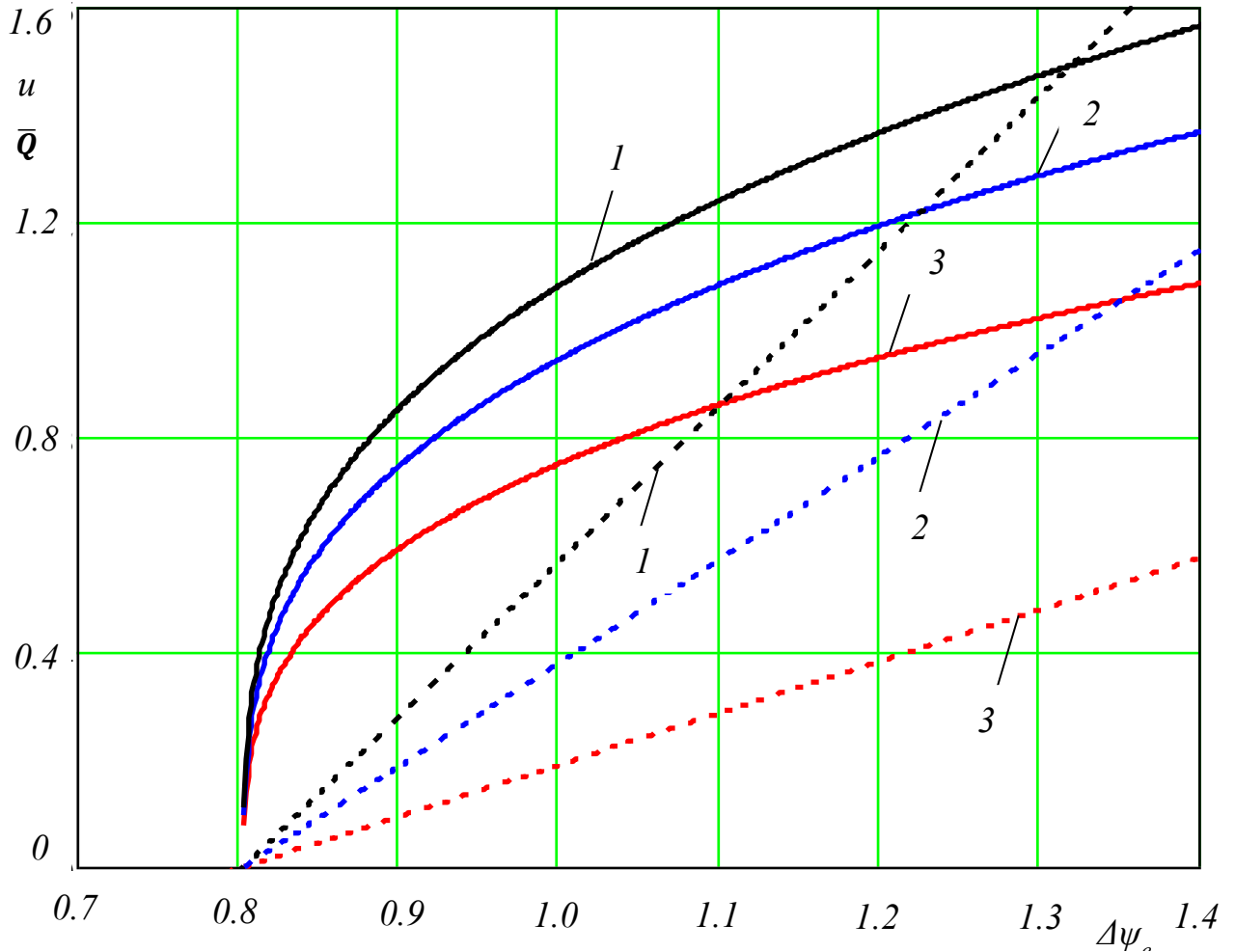


Рисунок 2.9 – Статичні та витратні характеристики запірнього імпульсного ущільнення

2.2.3 Висновки

Використання запірних імпульсних ущільнень дозволяє досягти менших витрат перекачуваного середовища. Побудовані статичні характеристики та одержані результати підтверджують це. Показано, що збільшення числа живильників в системі може призвести до зростання величини торцевого зазору та витрат.

2.3 Випробування торцевих запірних імпульсних ущільнень

Для випробувань конструкцій торцевих запірних імпульсних ущільнень для відцентрових компресорів синтез газу і вуглекислого газу був створений експериментальний стенд (рис. 2.10). Стенд складається з поршневого компресора, призначеного для закачування робочого середовища (повітря) в колектор тиску, системи трубопроводів, шафи управління і експериментальної установки для випробування ущільнювальних вузлів. Вал установки приводиться в обертання асинхронним двигуном змінного струму M з робочою частотою обертання $n=2950$ об/хв. При цьому за допомогою мультиплікатора MP з передатним числом рівним 4,3 можна збільшувати частоту обертання валу до 12000 об/хв. Регулювання частоти обертання здійснюється перетворювачем частоти. Змазування зубчастої передачі мультиплікатора виконується відцентровим маслонасосом $ЦН$. Для регулювання ущільнюваного і запірного тисків використовуються редуктори $P1$ і $P2$, а для їх виміру манометри $MН1$ - $MН3$. Витоки повітря з випробовуваних ущільнюваних вузлів в атмосферу вимірюються ротаметрами $PT1$ і $PT2$, а температура аксіально-рухомого кільця запірного імпульсного ущільнення датчиками температури T .

Експериментальна установка для випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень приведена на рисунку 2.11. Установка включає корпус, змінну обойму, фальшвал і випробовувані вузли ущільнень. Змінна обойма фіксується в корпусі установки кришкою, яка закриває випробовувану частину установки, утворюючи камеру для збору витоків повітря. Змінна обойма і фальшвал дозволяють випробовувати ущільнювальні вузли на різні діаметри валу. У корпусі установки монтується два ідентичні ущільнювальні вузли, розташовані за схемою «спина до спини», що забезпечує розвантаження валу в осьовому напрямі.

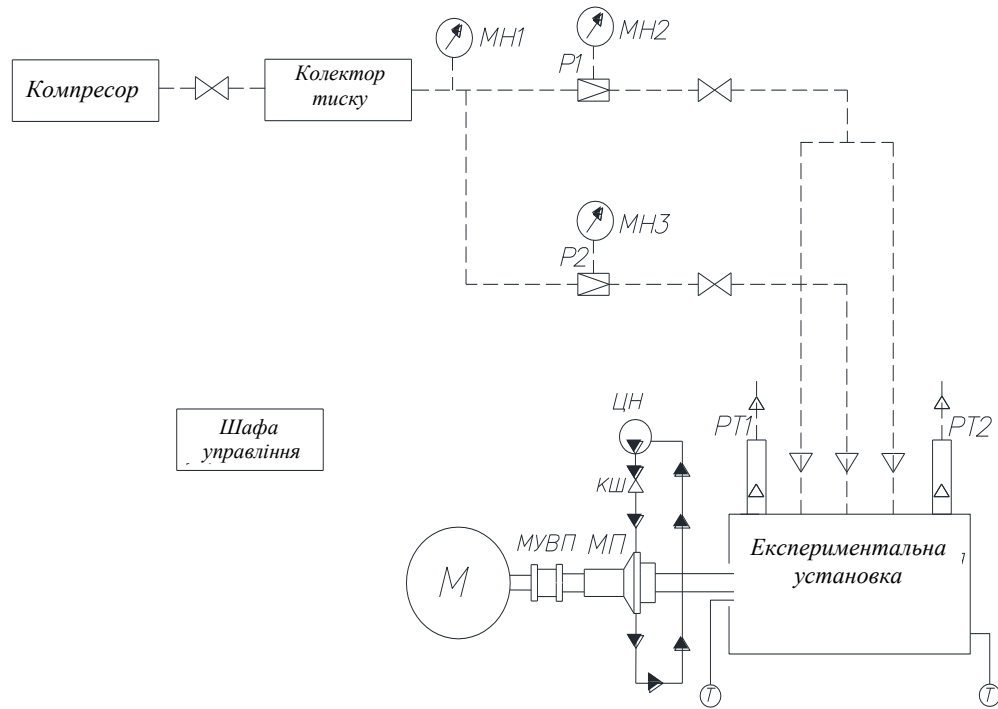


Рисунок 2.10 – Схема експериментального станда для випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень

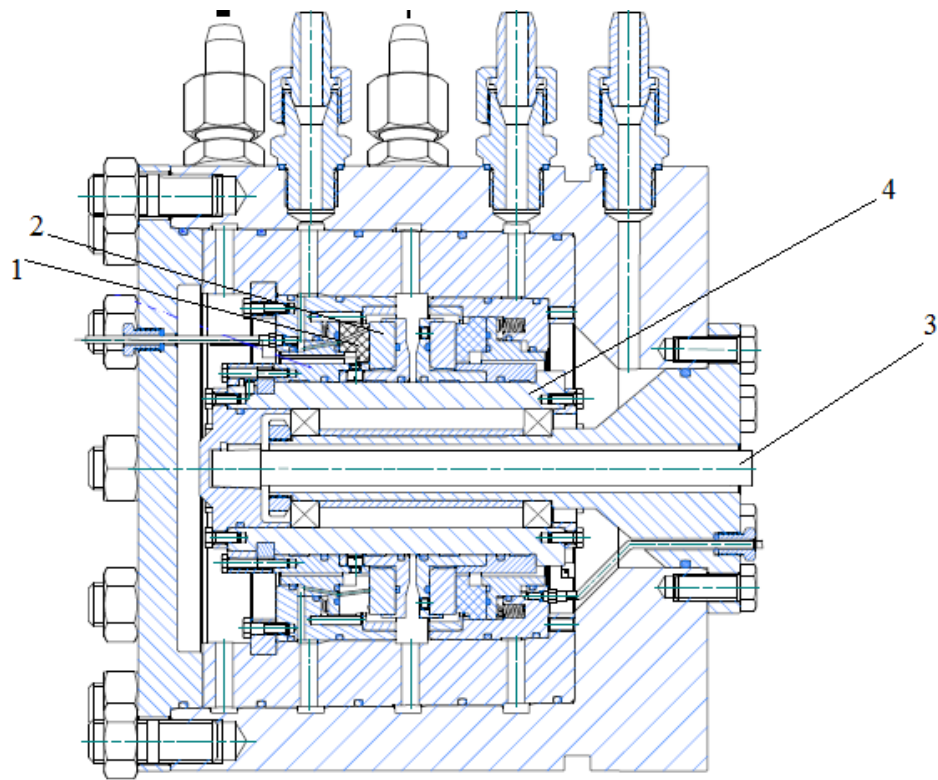


Рисунок 2.11 – Установка для досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень

Пара тертя запірною торцевого імпульсного ущільнення складається з аксіально-рухомої металевої обійми, в яку встановлено кільце 1, з м'якого графіту марки АГ 1500 з виконаними на ньому замкнутими камерами і кільцевою запірною канавкою, в яку подається тиск запірною повітряні сталевому кільця 2 з радіальними живильниками, зафіксованого в обіймі, що обертається разом з валом. Функцією торсиону 3 є передача крутильного моменту на фальшвал 4.

Метою випробувань була перевірка працездатності запірних торцевих імпульсних ущільнень при різних робочих параметрах: частоті обертання валу, ущільнюваному і запірному тисках.

Випробування проводилися при наступних робочих параметрах: частота обертання валу $\omega=0-10000$ об/хв, тиск робочого середовища до 5 МПа, матеріали кілець торцевої пари – углеграфіт АГ 1500 - сталь 30Х13.

Вимірювані параметри:

- температура аксіально-рухомого кільця ущільнення T ;
- частота обертання валу ω ;
- тиск ущільнюваного і запірною середовищ p_1 і p_e ;
- виток через ущільнення (масова витрата) M .

Випробування проводилося на розгонному і постійному режимах.

Експериментальні характеристики:

- залежність витоків через ущільнення від величини тисків ущільнюваного і запірною середовищ,
- залежність витоків через ущільнення від частоти обертання валу,
- залежність температури аксіально-рухомого кільця від часу випробувань ущільнення на одному режимі при постійному перепаді тиску і частоті обертання валу.

Методика проведення експерименту:

1. Закачування компресором повітря в колектор тиску (6 балонів по 40 літрів). За допомогою редукторів встановлюється необхідний ущільнюваний і запірний тиск.
2. Подача тиску ущільнюваного середовища і перевірка герметичності пар тертя на стоянці без подачі тиску запірного середовища.
3. Подача тиску запірного середовища і перевірка на стоянці.
4. Установка необхідного перепаду тисків (0,2-0,5 МПа) між ущільнюваним і запірним середовищами для розвантаження контактної пари і безконтактного пуску ущільнення.
5. Пуск двигуна, плавне збільшення частоти обертання до робочої (3000, 10000 і 12000 об/хв).
6. Випробування при різних ущільнюваних тисках (до 5 МПа) і частотах обертання (до 10000 об/хв), визначення межі працездатності ущільнення для цих матеріалів пари тертя.
7. Перевірка працездатності ущільнення за відсутності подачі тиску запірного середовища.
8. Випробування ущільнення протягом 10 годин на робочих параметрах.
9. Випробування ущільнення протягом 10 годин на максимальних параметрах.
10. Огляд кілець пари тертя (різке підвищення температури аксіально-рухомого кільця свідчить про контакт кілець пари тертя і стенд має бути зупинений).
11. Обробка результатів випробувань. Отримання залежностей витоків від ущільнюваного і запірного тисків та частоти обертання валу. А також залежності температури аксіально-рухомого кільця за часом протягом випробувань на робочих параметрах.

Результати експериментальних досліджень представлені на рисунках 2.12-2.16.

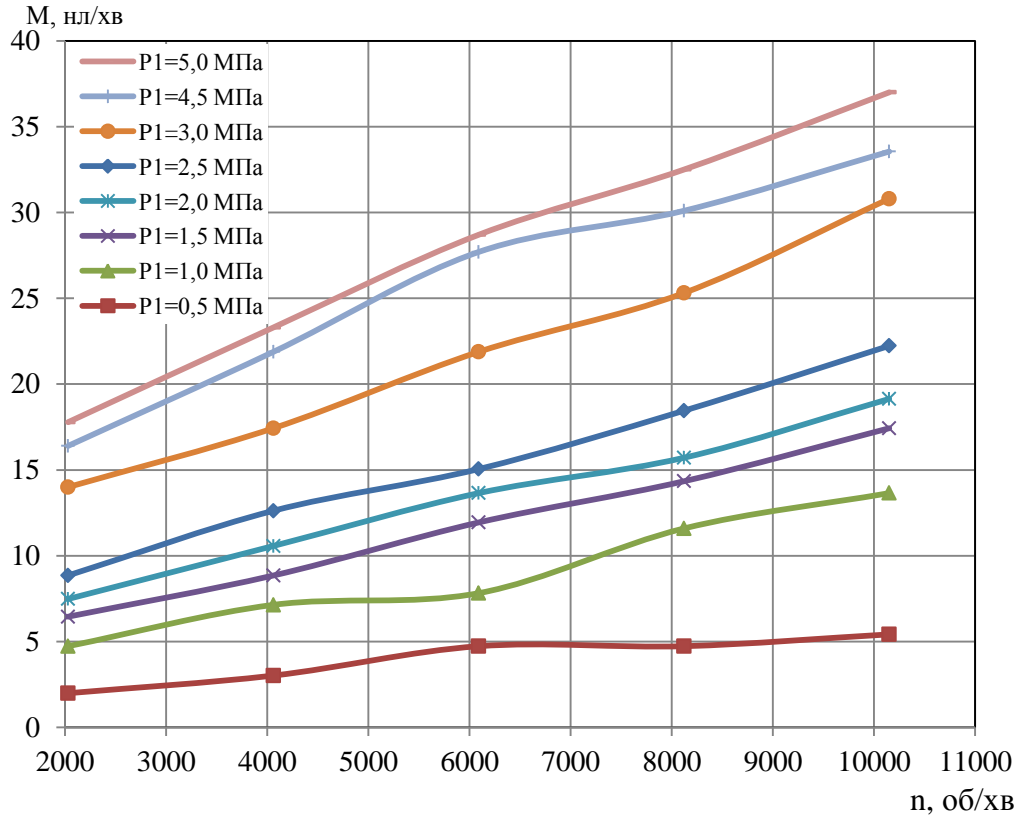


Рисунок 2.11 – Залежність зовнішніх витоків від частоти обертання валу

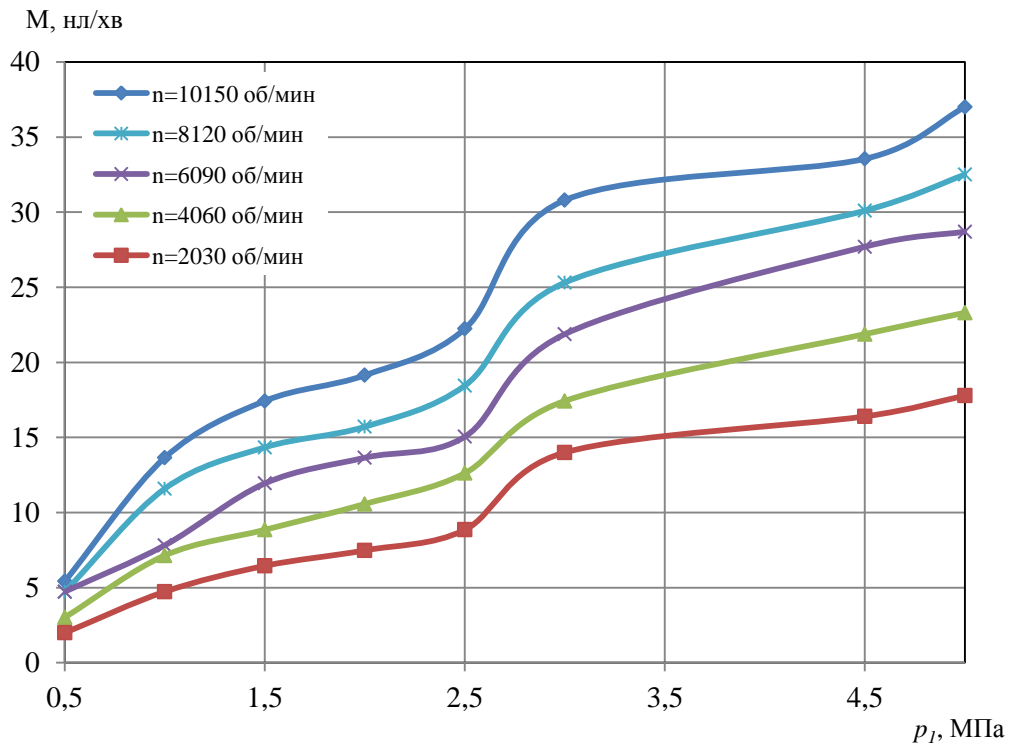


Рисунок 2.12 – Залежність зовнішніх витоків від ущільнюваного тиску

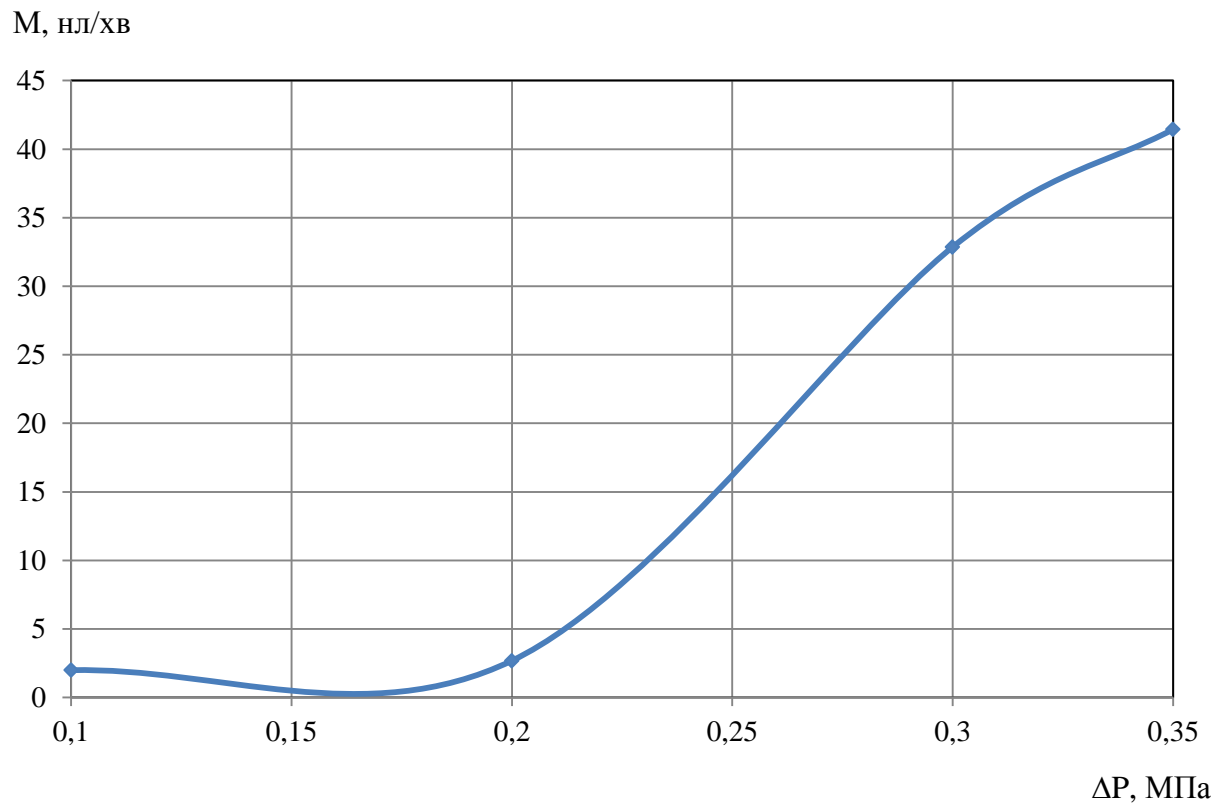


Рисунок 2.13 – Залежність зовнішніх витоків від перепаду тиску

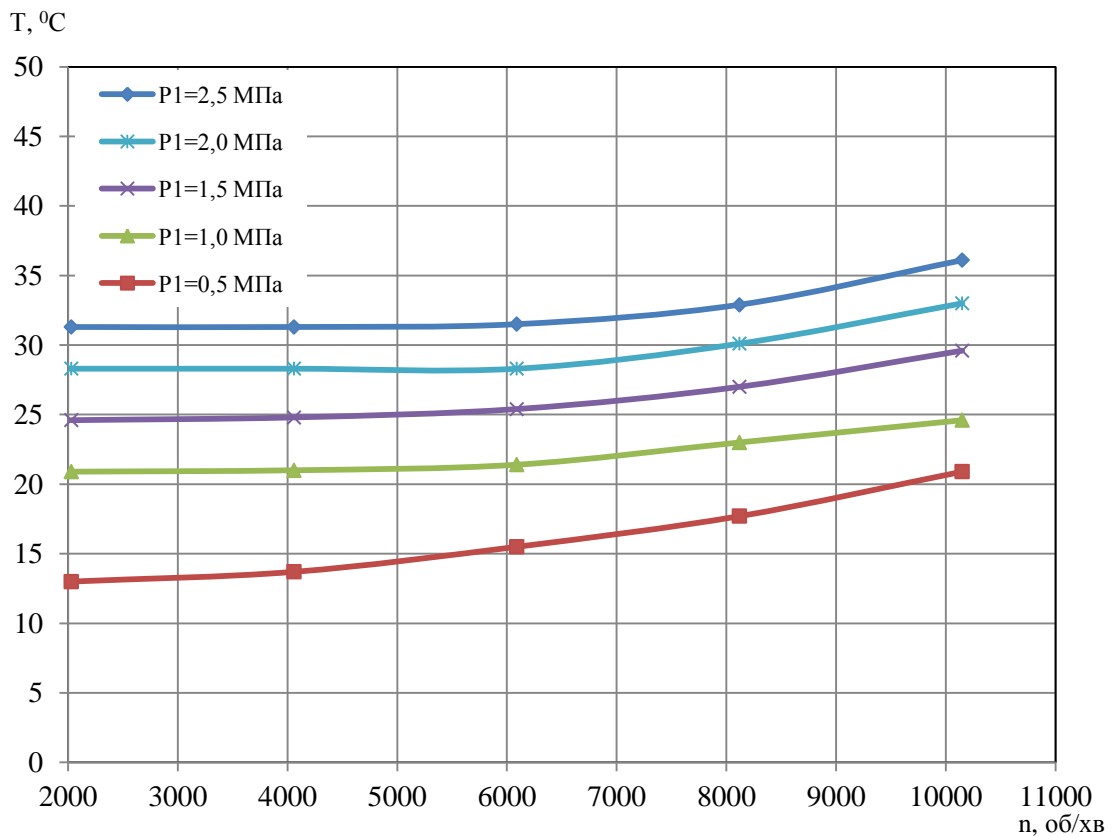
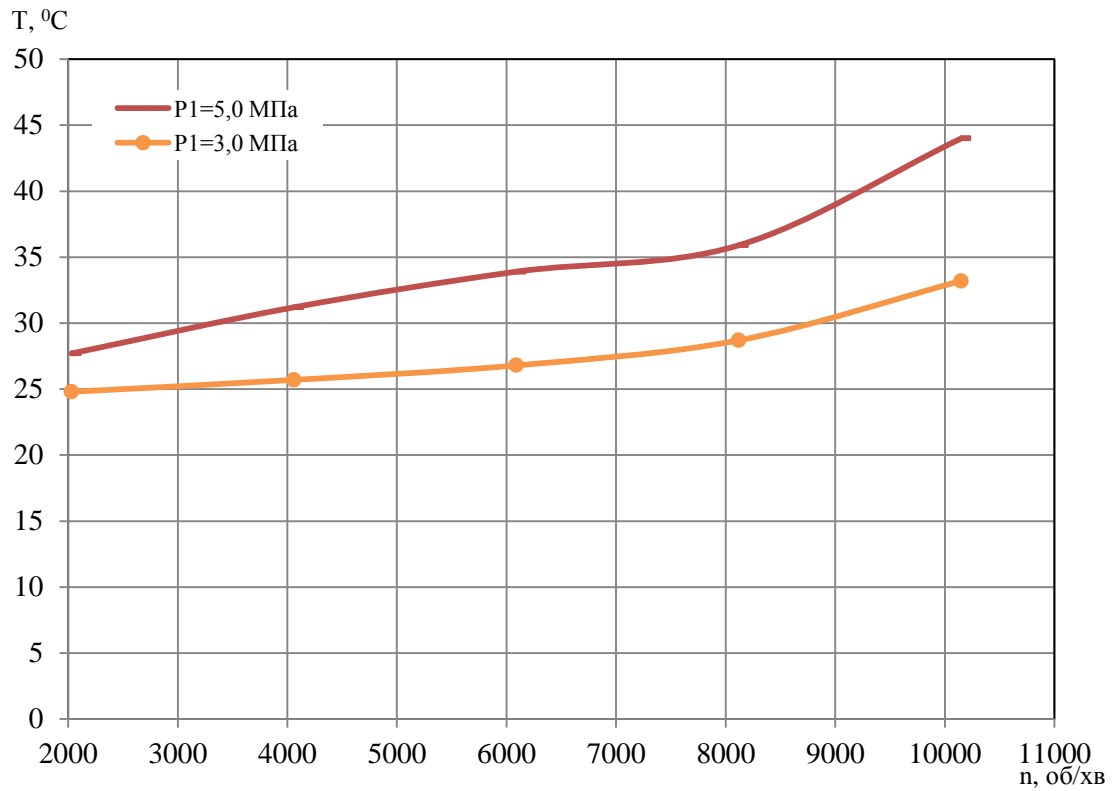


Рисунок 2.14 – Залежність температури від частоти обертання валу

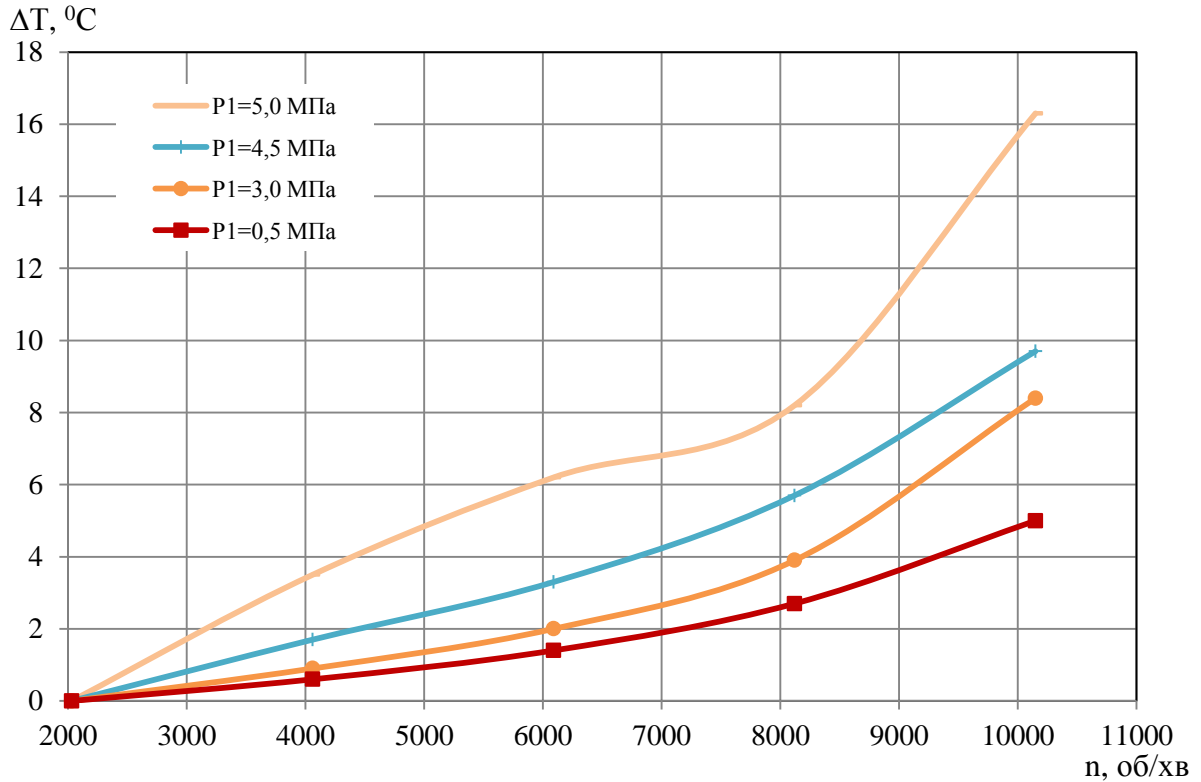


Рисунок 2.15 – Залежність перепаду температур від частоти обертання валу

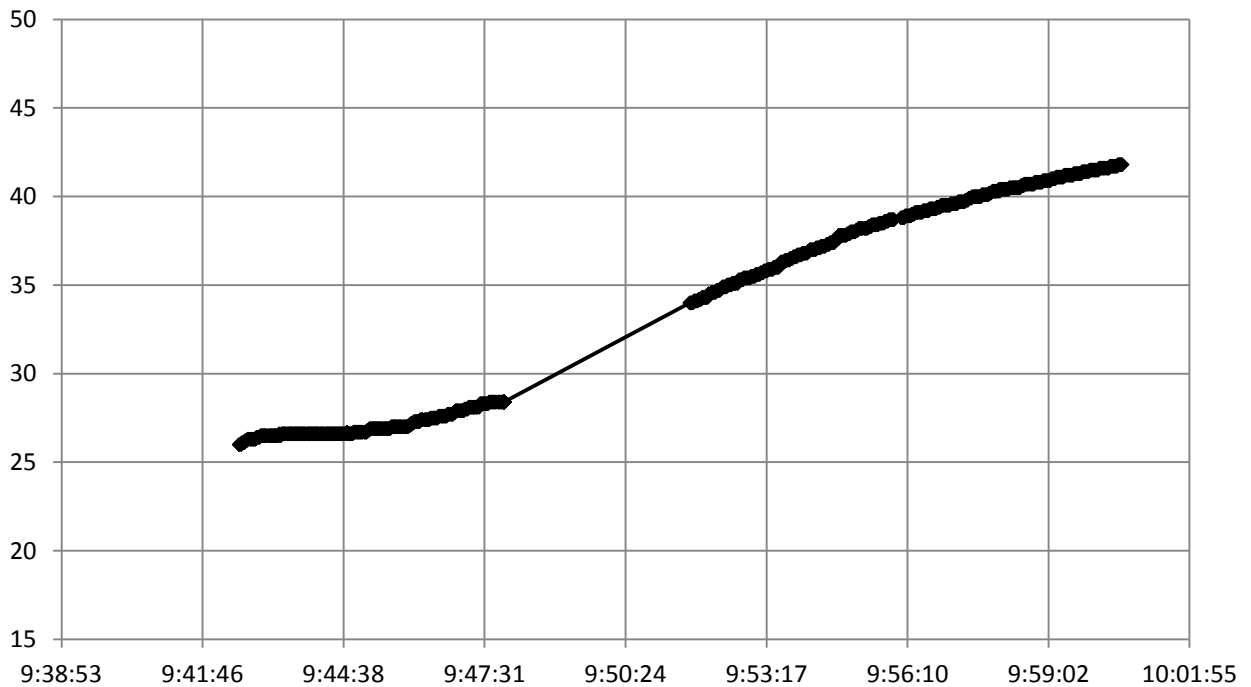


Рисунок 2.16 - Залежність температури аксиально-рухомого кільця від часу випробувань при збільшенні частоти обертання $n=1000-10000$ об/хв

Випробування запірною торцевого імпульсного ущільнення показали (рис. 2.11-2.13), що масовий расход збільшується при збільшенні частоти обертання, ущільнюваного тиску та перепаду тиску між ущільнюваним і запірним середовищем. Ущільнення має досить непогану герметичність, так при частоті обертання $n=10000$ об/хв масові витрати дорівнюють 37 нл/хв. Температура в парі тертя не перевищує 45°C . При розгоні вала температура аксиально-рухомого кільця збільшується та досягає постійної величини 42°C (рис. 2.16). Таким чином, забезпечуються достатня герметичність і тепловий стан ущільнюваного вузла.

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ТОРЦЕВИХ САЛЬНИКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ З ГІДРОДИНАМІЧНИМ РОЗВАНТАЖЕННЯМ ПАРИ ТЕРТЯ

3.1 Вступ

Широкі можливості розширення сфери застосування сальникових ущільнень пов'язані з торцевими сальниковими ущільненнями одним з елементів пари тертя, яких є роз'ємне кільце сальникової набивки. Обслуговування таких ущільнень зводиться лише до заміни набивки і в той же час забезпечується ресурс вузла ущільнення в цілому порівняний з ресурсом агрегату. Вони встигли вже досить добре себе зарекомендувати в насосному обладнанні і показали хороші характеристики [38].

Експериментальні дослідження механізму тертя і герметизації традиційної конструкції торцевого сальникового ущільнення показали, що вся ширина пари тертя розділена на дві взаємозв'язані ділянки: безконтактна ділянка з конфузорним зазором і ділянка безпосереднього контакту набивки з опорною поверхнею. Зовнішня ділянка (з боку низького тиску середовища), на якій і здійснюється герметизація, виявляється істотно перенавантаженою і піддається значному тертю і зношуванню. Довжина цих ділянок залежить від величини підтискання пружин і ущільнюваного тиску. При цьому числові розрахунки показали, що для забезпечення необхідної герметичності вимагаються значно менші контактні тиски порівнянні з контактними тисками підтискання пружин. Тому необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи по розвантаженню пари тертя, забезпечуючи при цьому роботу ущільнення в режимі змішаного змащення з мінімальними коефіцієнтами тертя і мінімальними витокami [38-40].

З ряду робіт [40-44] відомо, що навіть в торцевих механічних ущільненнях з гладкими поверхнями, матеріали пар тертя мають гідродинамічно активну

поверхневу структуру з багатьма мікроскопічними камерами, які забезпечують необхідну несучу здатність цих ущільнень з досить малими витоками і високим ресурсом. Відомо, що джерелом гідродинамічної розклинюючої дії окрім шорсткості може також служити хвилястість поверхонь кілець торцевих ущільнень. При відповідній формі хвилястості може сприяти зворотному нагнітання частини потоку середовища [45,46]. Дослідження гідродинамічного режиму роботи торцевого ущільнення з урахуванням шорсткості і хвилястості поверхонь кілець ущільнення приведені в роботі [47].

Ефект гідродинамічної несучої здатності пари тертя також зафіксований в манжетних ущільненнях, що застосовуються, як правило, в малонавантажених відцентрових машинах. В них поверхня валу, що обертається, за рахунок тертя, деформує мікрошорсткості контактної поверхні гумової манжети, утворюючи мікроканали відповідної геометрії, які працюють подібно до лопаток робочого колеса відцентрової машини, забезпечуючи зворотне нагнітання ущільнюваного середовища, хорошу змазуючу здатність поверхні контакту і мінімальні протікання. Вже існує цілий клас різних конструкцій гідродинамічних манжетних ущільнень. Необхідно відмітити, що в цих ущільненнях часто забезпечується настільки висока герметичність, що навіть з'явився термін «ущільнення з нульовими витоками» [48,49].

Незважаючи на це, не всі матеріали мають хороші гідродинамічні характеристики. Особливо при герметизації газоподібних середовищ із-за низької в'язкості газу цього виявляється недостатньо для розвантаження зони контакту. Тому у ряді випадків в рідинних і особливо газових ущільненнях потрібно створювати на поверхні ущільнення канавки спеціальної форми, що нагнітають ущільнюване середовище в зазор ущільнення поверхнею, яка обертається. Такі канавки можуть виконуватися різними технологічними способами. Особливо поширеним останнім часом є метод, в якому мікроструктури на поверхнях ущільнювачів виконуються за допомогою лазера [44,50,51].

Між тим, практично в усіх конструкціях ущільнень з гідродинамічною несучою здатністю, збільшується зазор і витоки. Тому останнім часом істотно зріс інтерес до конструкцій ущільнень із зворотним нагнітанням витоків рідини назад в ущільнюване середовище. Конструкції таких ущільнень вперше були запропоновані в роботах [52-54]. А останнім часом фірма Джон Крейн (США), яка є одним зі світових лідерів у виробництві ущільнень, серійно випускає ущільнювані вузли з мікроструктурами, які виконані за допомогою лазерного покриття. На зносостійкій поверхні ковзання кільця ущільнення нанесені відкриті нагнітаючі структури і закриті структури зворотного нагнітання з глибиною в декілька мікрометрів. Цим забезпечується зменшення тертя і витоків в ущільненнях для низькокиплячих рідин і газових ущільнень високооборотних турбомашин [44,55].

Представлені нові конструкції торцевих сальників з гідродинамічним розвантаженням пари тертя двох типів : із спеціальною формою канавок на дні гнізда обойми під сальниковою набивкою і канавками на торцевій поверхні металевого диска, які забезпечують гідродинамічне розвантаження пари тертя і зворотне нагнітання частини потоку рідини в зазор ущільнення у бік робочого середовища. Проведені експериментальні дослідження, що підтверджують ефективність нових конструкцій ущільнень.

3.2 Експериментальний ущільнюваний вузол і результати експериментів

Експериментальний вузол (рис. 3.1) є одинарним торцевим сальниковим ущільненням, яке складається з опорного диска 2, аксіально-рухомої підпружиненої обойми 3 з кільцем сальникової набивки 4. Початкове підтискання набивки до опорного диска здійснюється пружинами 5. За допомогою

рухомого в осьовому і окружному напрямках валу l здійснюється вимір пружинними динамометрами моменту тертя M_t і зовнішнього навантаження F_0 в парі тертя торцевого сальникового ущільнення. Ущільнення працює із заданим коефіцієнтом навантаження $k=0,95$ і зусиллям стискання пружин. У експериментах використовувалася сальникова набивка з фторопластових волокон, насичених графітом і силіконовим мастилом перерізом 10×10 .

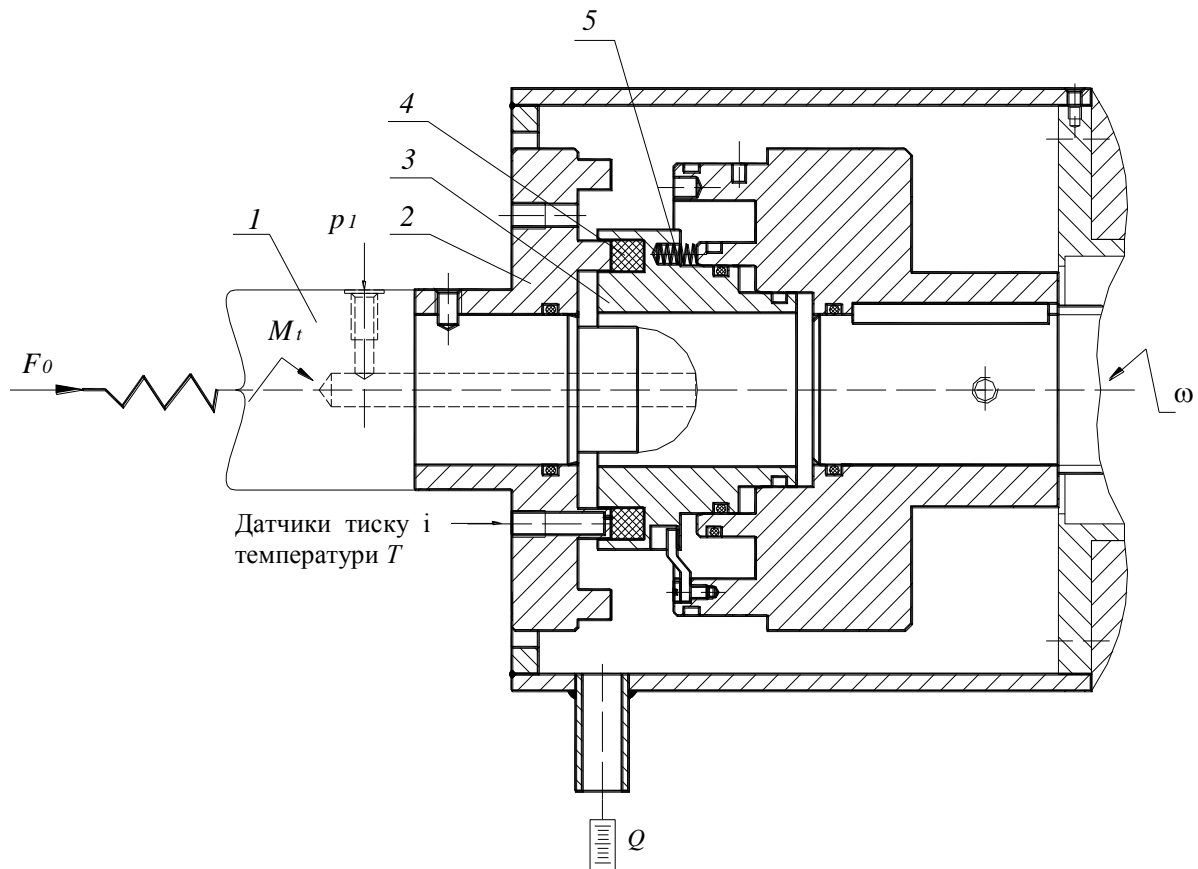


Рисунок 3.1 – Експериментальний ущільнюваний вузол

Геометрія канавок нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень представлена на рис. 3.2 а, б. Конструкція ущільнення із спеціальною формою канавок на дні гнізда обойми рис. 3.2 а працює наступним чином. При підтисканні

обойми з сальниковою набивкою до опорного диска, набивка прогинається в місцях канавок, утворюючи на поверхні контакту необхідний профіль, що генерує при обертанні валу надмірний гідродинамічний тиск в парі тертя. Геометрія канавок другої конструкції представлена рис. 3.2 б. На поверхні опорного металевого диска виконані два типи канавок: відкриті з боку ущільнюваного середовища 1, які генерують підвищений в порівнянні з тиском ущільнюваного середовища гідродинамічний тиск, що розвантажує контакт пари тертя торцевого сальникового ущільнення; замкнуті канавки 2, які за рахунок нагнітання потоку в окружному напрямі сприяють поверненню частини витоків назад в ущільнювану порожнину. Набивка прогинається в ці канавки, утворюючи необхідної форми мікроканали, що генерують гідродинамічний тиск. Слід зазначити, що в торцевих сальникових ущільненнях додатковий гідродинамічний ефект може досягатися за рахунок податливості набивки і розтягування її поверхневого шару.

В ході експерименту контролювалися основні робочі характеристики ущільнень, які дозволяють судити про ефективність ущільнюваних вузлів: ущільнюваний тиск p_1 ; а за допомогою дренажних отворів, виконаних на опорному диску - тиск p_g на виході з канавки, що створює гідродинамічну розклинюючу силу; тиск перед канавкою зворотного нагнітання $p_{i\text{ up}}$ і тиск на виході з канавки зворотного нагнітання $p_{o\text{ up}}$ (конструкція ущільнення з канавками на опорному диску); момент тертя M_t і температура на контакті пари тертя T , а також величина витоків Q . Величини тисків вимірювалися п'єзодатчиками тиску. Витоки відводилися в мірну ємність. Ущільнюване середовище - вода. У конструкції з канавками на дні гнізда обойми гідродинамічний тиск в парі тертя контролювався п'єзодатчиками тиску за допомогою чотирьох дренажних отворів, виконаних в опорному диску і зміщених один відносно одного по радіусу з кроком 2 мм і по колу на 90° .

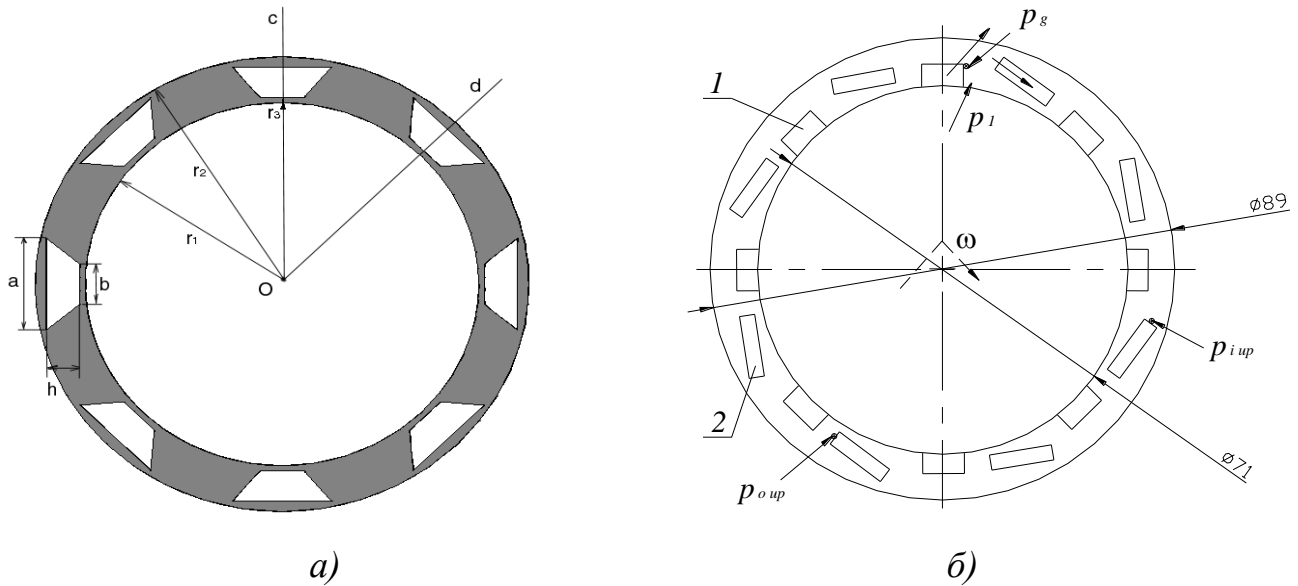
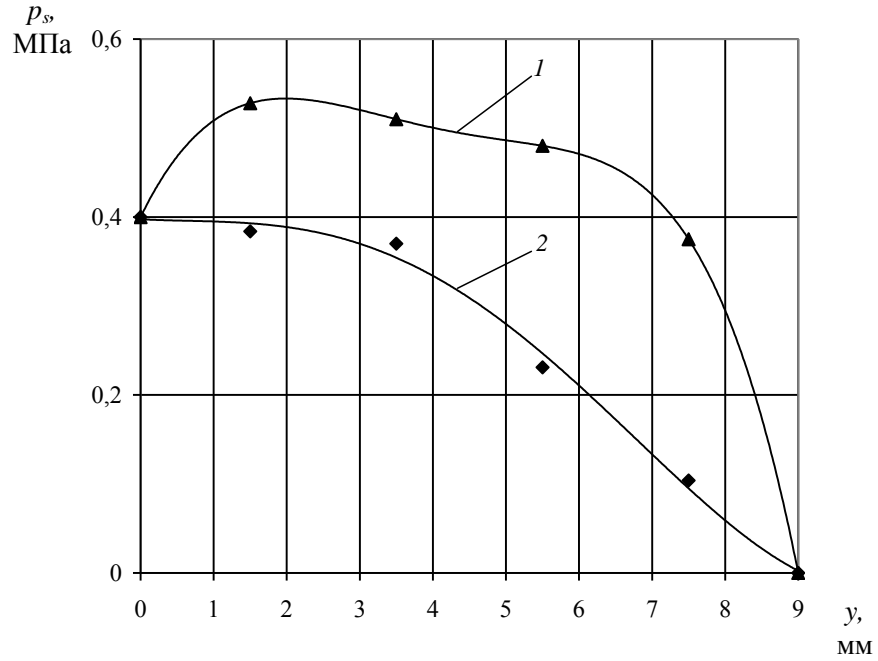


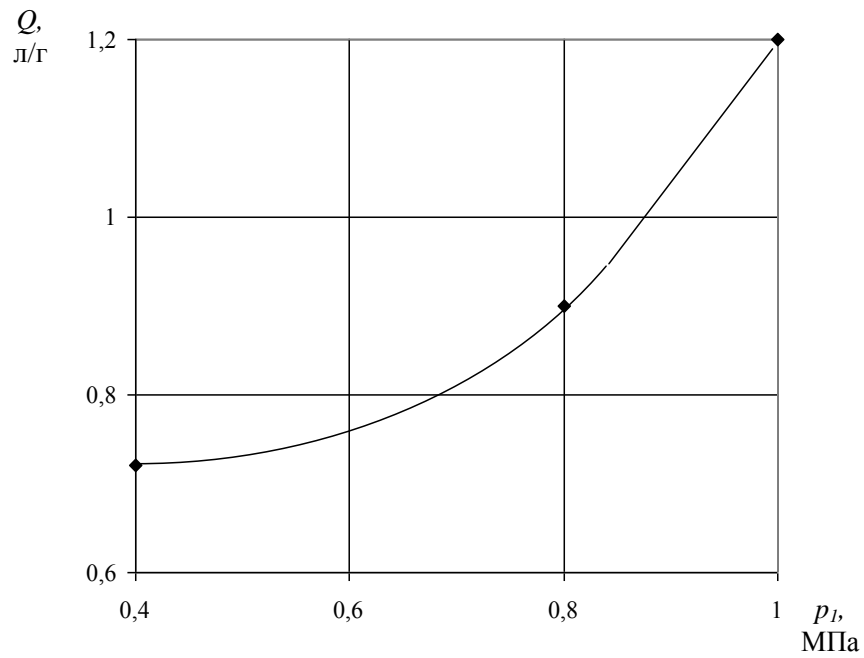
Рисунок 3.2 – Геометрія канавок нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень:

- а) дно гнізда обойми під сальниковою набивкою;
 б) контактна поверхня опорного диска

Випробування ущільнення з гідродинамічними канавками, виконаними з боку dna гнізда обойми (рис. 3.2 а) показали, що в парі тертя генерується додатковий до ущільнюваного гідродинамічний тиск, розподіл якого (крива 1) показаний на рисунку 3.3 а. При цьому значно збільшується величина витоків (рис. 3 б). Це дозволяє говорити про те, що в парі тертя створюється гідродинамічна несуча здатність змащувального шару. Незважаючи на це, ефект гідродинамічного розвантаження в цій конструкції ущільнення виявився не стабільним, через деякий час гідродинамічний тиск знизився і став фактично подібним до гідростатичного тиску (крива 2), окрім цього спостерігалися підвищені витоки. Тому була розроблена нова конструкція торцевого сальника з канавками на опорному металевому диску.



a)

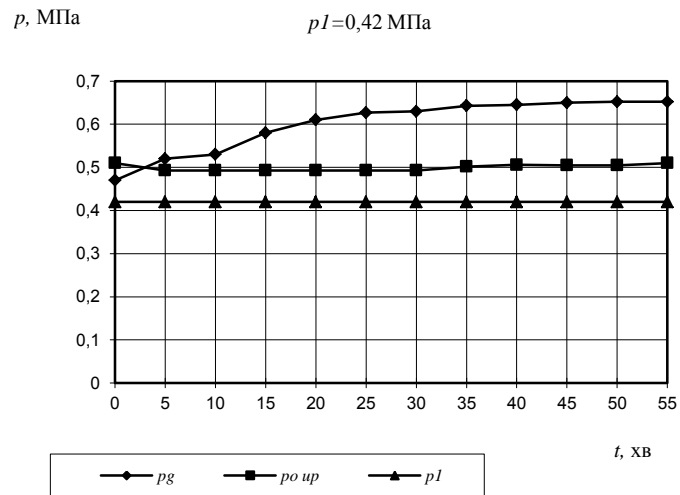


б)

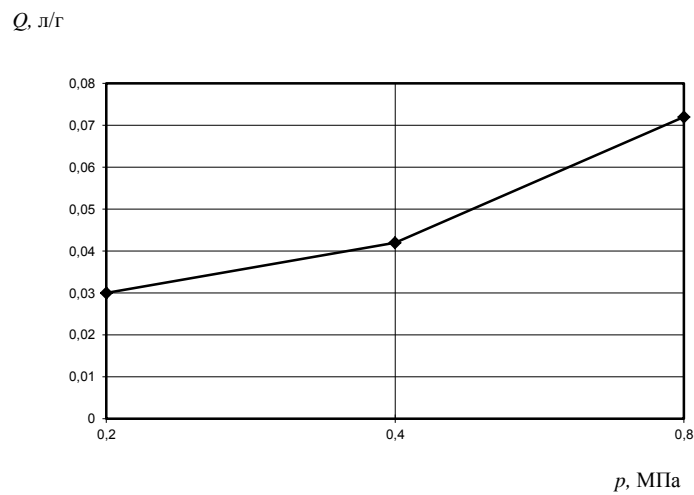
Рисунок 3.3 – Розподіл тиску по ширині пари тертя а) і витратна характеристика б) торцевого сальника з канавками на дні гнізда обойми

Випробування конструкції ущільнення з канавками, виконаними на опорному металевому диску, показали високу ефективність нагнітання спеціально виконаних канавок. Причому з часом, в результаті припрацювання, тиск в канавках значно підвищувався (рис. 3.4 а). Так після години роботи ущільнення тиск на вході з відкритої канавки перевищував ущільнюваний тиск на 0,232 МПа, а на виході із закритої канавки тиск перевищував ущільнюваний тиск на 0,09 МПа. При цьому спостерігався досить низький для сальникових ущільнень рівень витоків 0,03-0,07 л/ч (рис. 3.4 б). Із рисунка 3.5 видно як підвищується тиск в результаті обертання валу. Слід зазначити, що тиск в канавках генерується навіть при досить низькій частоті обертання $n=2000$ об/хв, що відповідає швидкості ковзання в парі тертя 5 м/с.

Для підтвердження ефективності нової конструкції торцевого сальникового ущільнення з канавками на опорному диску був проведений порівняльний аналіз експериментально отриманих робочих характеристик традиційної і нової конструкцій ущільнень. Порівняння показало (рис. 3.6 а, б), що в новій конструкції торцевого сальникового ущільнення істотно менше коефіцієнти тертя $f=0,014-0,025$, величина яких зменшується зі збільшенням ущільнюваного тиску і відповідає гідродинамічному режиму тертя. Величина витоків зі збільшенням ущільнюваного тиску також знижується. Температура в процесі припрацювання торцевих сальникових ущільнень підвищувалася і для нової конструкції стабілізувалася при значенні 50°C , а для традиційної конструкції при температурі 60°C . Таким чином, новій конструкції торцевого сальникового ущільнення відповідають менші виточки, коефіцієнти тертя і температури, що дозволяє говорити про перспективність нової конструкції ущільнюваного вузла.



а)



б)

Рисунок 3.4 – Змінення гідродинамічного тиску а) і витратна характеристика б) торцевого сальника з канавками на опорному диску

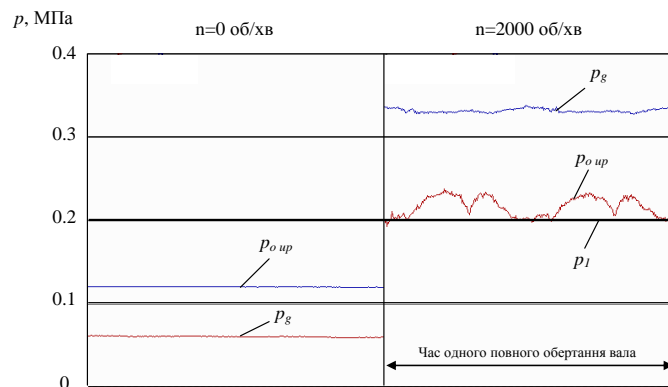
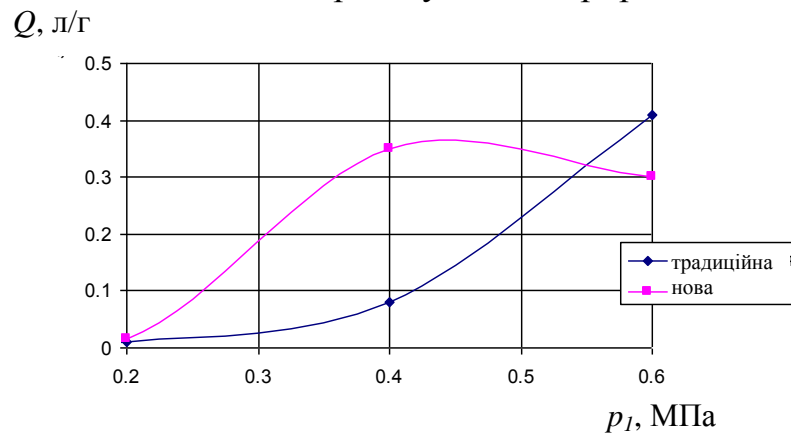
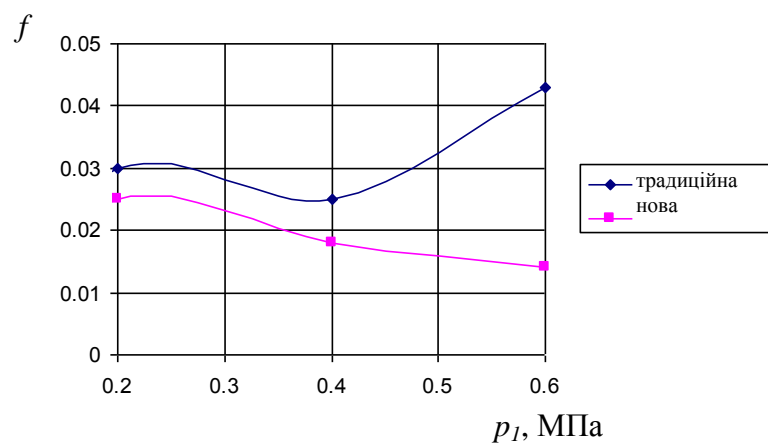


Рисунок 3.5 – Тиск в парі тертя в залежності від частоти обертання вала

На рис. 3.7 показано змінення гідродинамічних тисків рідини в парі тертя торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням канавками, виконаними на опорному диску, в залежності від часу. З рисунка видно, що тиск перед канавкою зворотного нагнітання $p_{i \text{ up}}$ нижче ущільнюваного p_1 . При цьому за рахунок нагнітаючої дії тиск на виході з цієї канавки підвищується до тиску $p_0 \text{ up}$, яке більше за ущільнюване. Експерименти показали, що в конструкції з канавками на опорному диску стабільніше підтримується гідродинамічний тиск в парі тертя порівняно з конструкцією, в якій канавки знаходяться на дні гнізда обойми під сальниковим набиванням. Між тим, глибина канавок і їх гідродинамічна дія значною мірою залежать від властивостей матеріалу набивання від якості її опресовування і прироблення.



а)



б)

Рисунок 3.6 – Залежність витоків а) і коефіцієнта тертя б) від ущільнюваного тиску

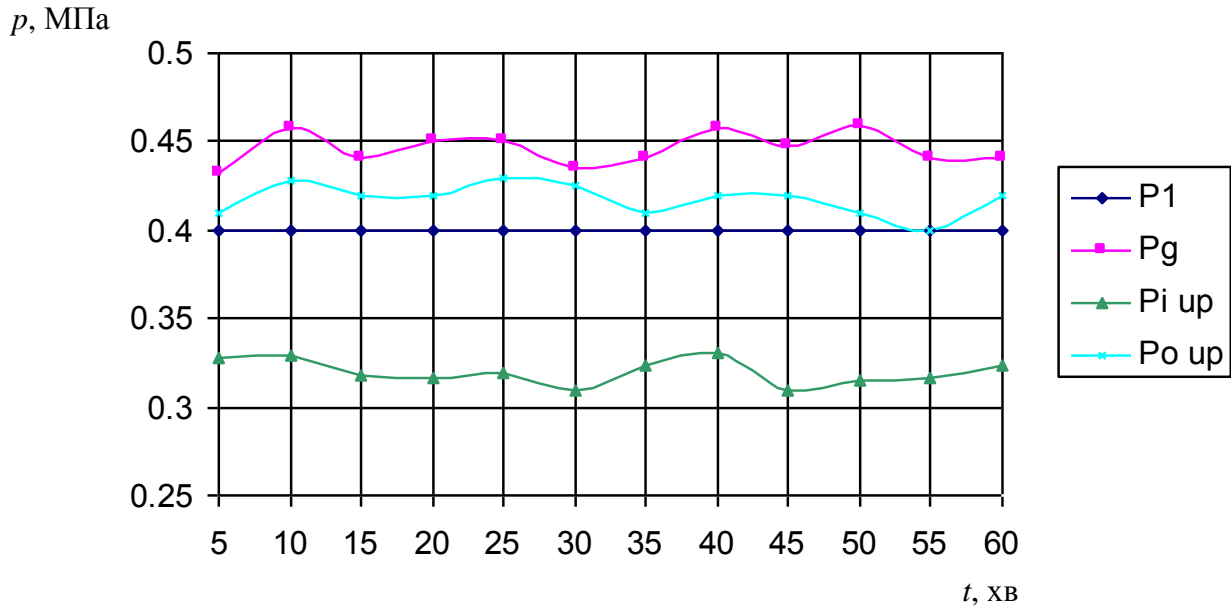


Рисунок 3.7 – Изменение давления в паре трения торцевого сальникового уплотнения в зависимости от времени

3.3 Ресурсні випробування торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками

В умовах порівняно низьких значень показника PV ($PV < 10 \text{ МПа} \cdot \text{м} / \text{с}$) сальникові ущільнення залишаються найчастіше зустрічаючимся типом ущільнень валів відцентрових насосів загальнопромислового призначення. Вдалою альтернативою традиційним (радіальним) конструкціям сальникових ущільнень є торцеві сальникові ущільнення, які поєднують в собі принцип дії торцевих механічних і радіальних сальникових ущільнень. До основних переваг торцевих сальникових ущільнень можна віднести: відсутність вимог прецизійної обробки пари тертя, обумовленої застосуванням в якості одного з кілець контактної пари податливої сальникової набивки; високу герметичність і довговічність ущільнюваного вузла, що порівняні з торцевими механічними ущільненнями.

Незважаючи на це пара тертя традиційної конструкції торцевого сальникового ущільнення є істотно перевантаженою. Це пов'язано з тим, що сальникова набивка 2, що знаходиться в обоймі 1 віджимається тиском ущільнюваної рідини p_1 від опорного диска 3, утворюючи по ширині пари тертя дві ділянки: конфузорну ділянку зазору і ділянку контакту, яка грає основну роль герметизатора і є найбільш перевантаженою (рис. 3.8, а). В результаті зовнішня сила тиску ущільнюваної рідини F_e , що діє на опорний диск, урівноважується силами гідростатичного p_s і контактного p_c тисків, що виникають в стику пари тертя. Довжини ділянок зазору і контакту залежать від величини ущільнюваного тиску, зусилля стискання пружин і фізико-механичних властивостей сальникової набивки [56].

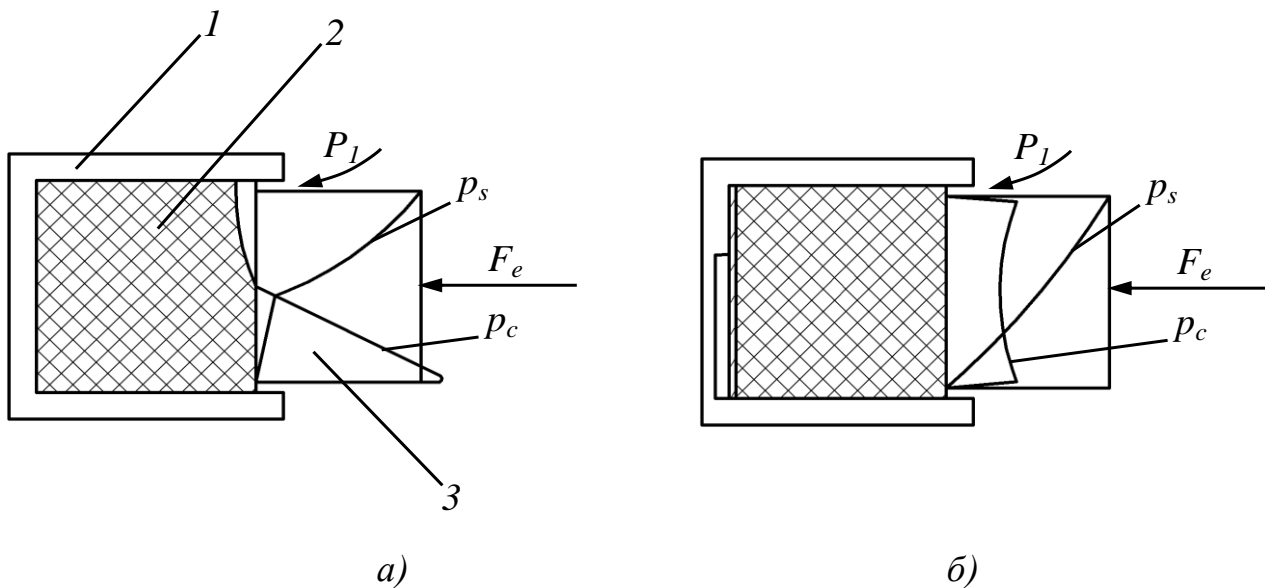


Рисунок 3.8 – Схема пари тертя
традиційного торцевого сальникового ущільнення а)
і торцевого сальникового ущільнення з податливим дном б)

Попередні дослідження показали, що застосування конструкції торцевого сальникового ущільнення з податливим дном є одним з ефективних

способів вирівнювання епюри контактного тиску по ширині пари тертя (рис. 3.8, б). Проте істотнішого розвантаження контактної пари можна досягти тільки за рахунок створення додаткової сили гідродинамічного тиску в зазорі ущільнюваного вузла. Так по аналогії з торцевими гідродинамічними ущільненнями цього можна добитися, виконуючи на поверхні опорного диска профільовані канавки спеціальної геометрії, які за рахунок створення гідродинамічного тиску можуть зменшити величину контактного тиску, а також забезпечити зворотне нагнітання частини потоку в ущільнюване середовище. Ефективність таких способів розвантаження пари тертя торцевого сальникового ущільнення підтверджується числовими і експериментальними дослідженнями [57,58].

Для перевірки працездатності нової конструкції торцевого сальникового ущільнення на експериментальному стенді (рис. 3.9) проводилися її ресурсні випробування. З бака 1 через фільтр 2 і гаситель пульсацій 4 плунжерним насосом 3 ущільнювана рідина під тиском 0,4..2,0 МПа подавалася в корпус експериментальної установки, що виконана на базі відцентрового консольного насоса, в яку монтувався досліджуваний вузол ущільнення 6. Вал експериментальної установки приводився в обертання асинхронним двигуном, а частота обертання регулювалася за допомогою перетворювача частоти 8 в діапазоні 0..3000 об/хв. Тиск ущільнюваної рідини p_1 перед ущільненням контролювався манометром 5, величина витоків через ущільнення в різні моменти часу протягом випробувань вимірювалася мірною ємкістю 7, а температура обойми ущільнення датчиком температури 9.

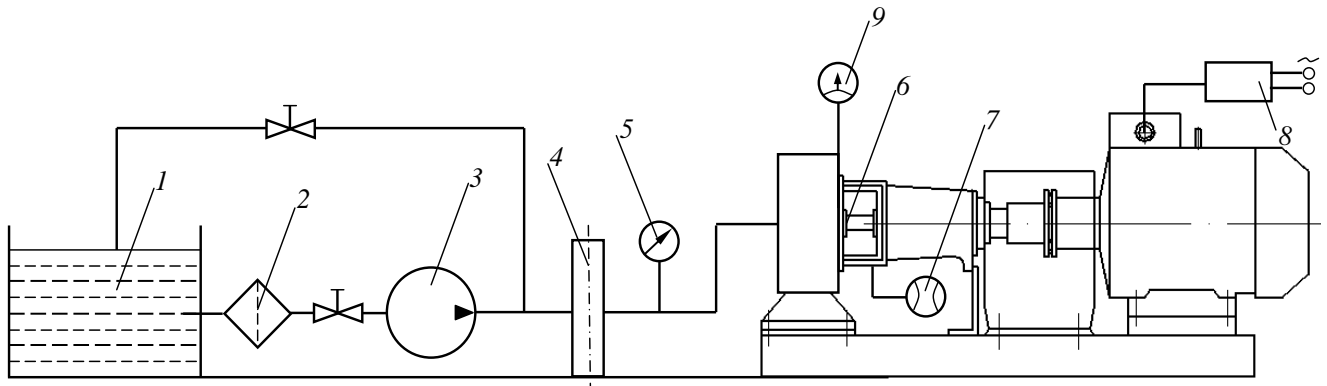


Рисунок 3.9 – Схема експериментального стенда

У торцевому сальниковому ущільненні з реверсивними канавками на опорній поверхні аксіально-рухомої втулки 2 виконані трапецієвидні канавки 4 (рис. 3.10 а, б), відкриті у бік ущільнюваного середовища. Попереднє стискання сальникової набивки 1 аксіально-рухомою втулкою 2 здійснюється пружними елементами 3 (пружинами). Механізм роботи ущільнення полягає в наступному, під дією тиску ущільнюваного середовища аксіально-рухома втулка 2 притискається до сальникової набивки 1. Набивка прогинається в кільцеву канавку, розташовану на дні гнізда обойми і в трапецієвидні канавки, виконані на опорній поверхні аксіально-рухомої втулки, вирівнюючи тим самим контактний тиск і формуючи необхідної форми мікроканавки, що генерують при обертанні валу додатковий до тиску ущільнюваної рідини гідродинамічний тиск, який розвантажує контактну пару. За рахунок спеціальної геометрії канавок і можливості нагнітання потоку в окружному напрямі, частина витоків повертається назад в ущільнювану порожнину. Геометрія канавок, виконаних на опорній поверхні аксіально-рухомої втулки торцевого сальникового ущільнення, представлена на рисунку 3.10 б.

Ресурсні випробування проводилися при наступних параметрах:

- ущільнюваний тиск $p_1 = 0,4$ МПа;
- швидкість ковзання в парі тертя $v = 6,5$ м/с;
- ущільнювана рідина - вода.

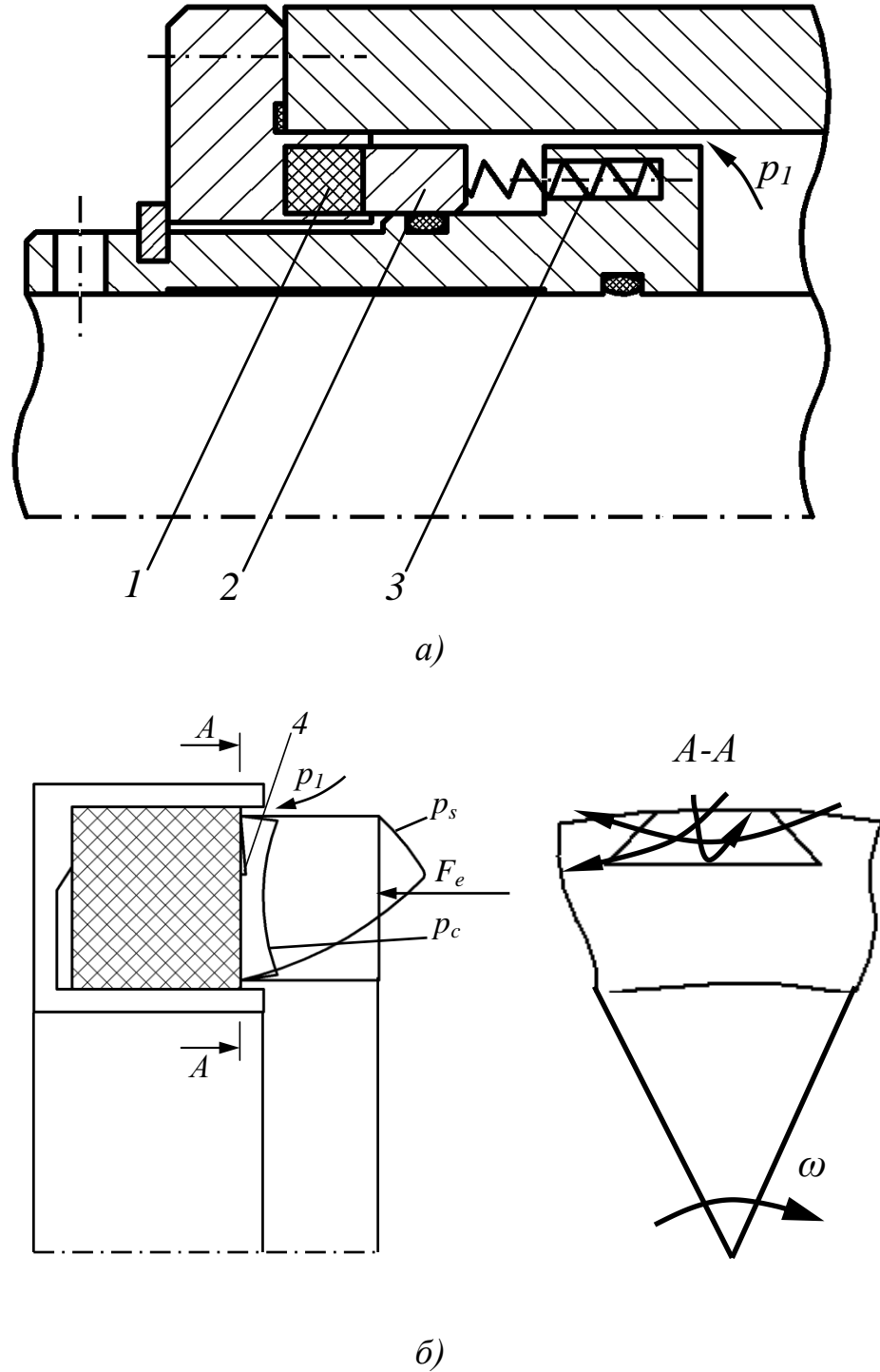


Рисунок 3.10 – Торцеве сальникове ущільнення з реверсивними канавками:

а) конструкція ущільнення, б) пара тертя

Після випробувань протягом 1000 годин була проведена ревізія торцевого сальникового ущільнення. Візуальний огляд кілець ущільнення показав незначне зношення опорної поверхні аксіально-рухомого кільця. На рисунку 3.11 представлені фотографії торцевої поверхні кілець сальникової набивки і аксіально-рухомої втулки. На рисунку 3.12 показана залежність витоків через ущільнення в залежності від часу випробувань. Випробування показали, що максимальні витoki через ущільнення 420 мл/г спостерігалася при пуску установки, це пов'язано з необхідністю первинного опресовування і припрацювання сальникової набивки, обумовлених її хвилястістю і шорсткістю.



Рисунок 3.11 – Пара тертя торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками після випробування протягом 1000 годин

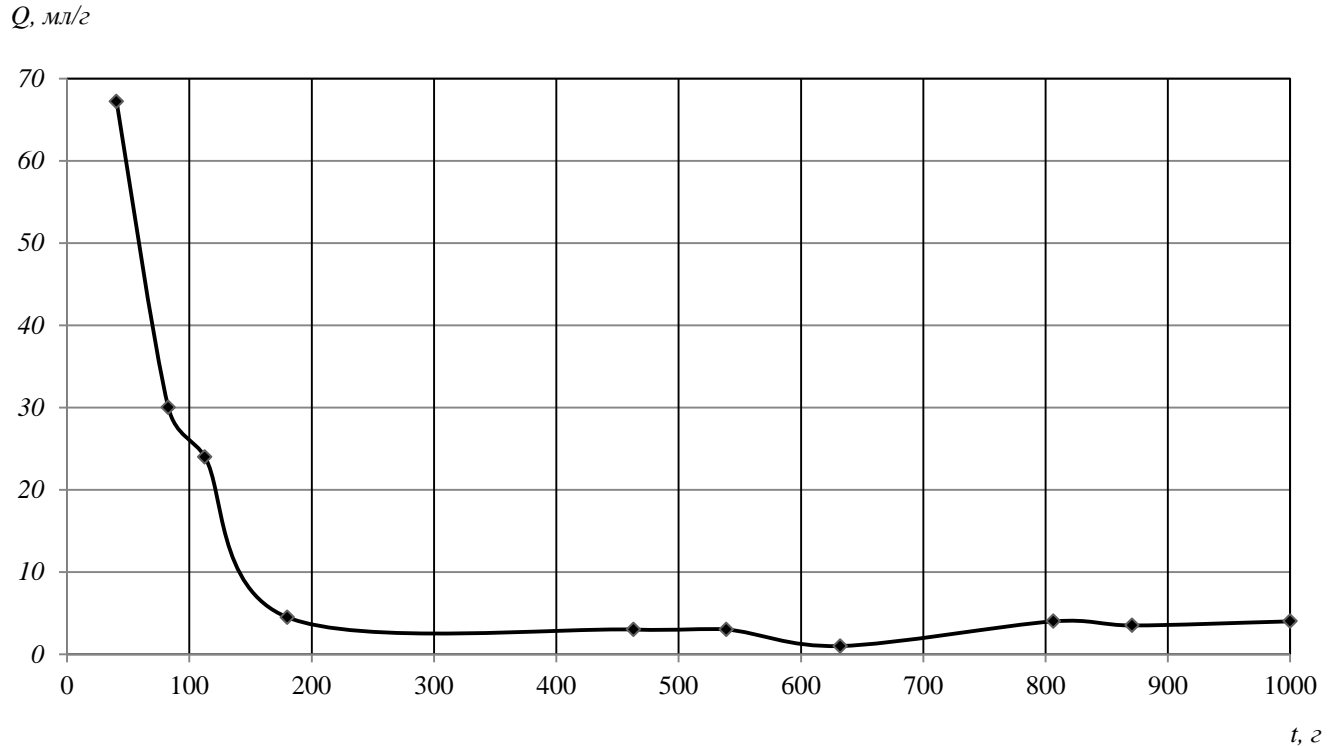


Рисунок 3.12 – Залежність витоків через ущільнення від часу випробування

Важливим чинником, що визначає ефективність нової конструкції торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками, є діапазон зміни її робочих характеристик в залежності від величини ущільнюваного тиску. У зв'язку з цим були проведені додаткові випробування цієї конструкції ущільнення, при змінній різних значень ущільнюваного тиску. На рисунку 3.13 *а, б* показана залежність витоків і температури обойми нової конструкції торцевого сальникового ущільнення від величини ущільнюваного тиску. Як видно з рисунка 3.13 при збільшенні ущільнюваного тиску витокі через ущільнення збільшуються незначно і при ущільнюваному тиску 2 МПа не перевищують 20 мл/г. При цьому температура обойми збільшується і стабілізується при тисках 1,6-2 МПа не перевищуючи значення 60°C , що ще раз підтверджує ефективність нової конструкції ущільнюваного вузла.

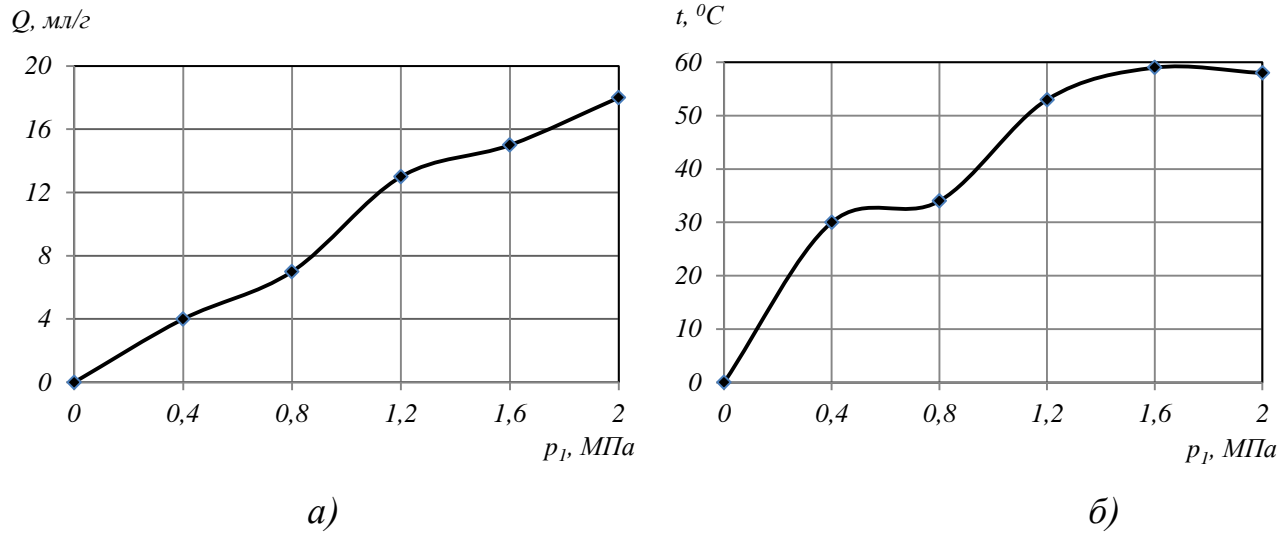


Рисунок 3.13 – Залежність витоків *а)* і температури обойми *б)* торцевого сальникового ущільнення від величини ущільнюваного тиску

Як відомо сальникові ущільнення є контактним типом ущільнень, тому на їх працездатність значний вплив має температура контактних поверхонь ущільнення [59]. Підвищена температура призводить до вигорання пропитки сальникової набивки, а отже призводить до її руйнування і виходу ущільнення з ладу.

Отримані результати дозволяють говорити про ефективність нової конструкції торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками. Ущільнюваний вузол гарантовано може використовуватися при тисках ущільнюваної рідини до 2 МПа, забезпечуючи мінімальні витoki і необхідний ресурс. Причому найбільш ефективна робота запропонованої конструкції ущільнення визначається правильним вибором геометрії, форми і кількості гідродинамічних канавок, що можливо тільки в результаті створення надійної теорії розрахунку такого ущільнюваного вузла [60].

3.4 Висновок

Отримані результати дозволяють говорити про ефективність нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Гідродинамічні канавки у поєднанні з канавками зворотного нагнітання дозволяють зменшити витоки, тертя і зношування, а також збільшити ресурс пари тертя, що дозволить надалі значно розширити робочі параметри торцевого сальникового ущільнення. Експерименти показали, що найбільш перспективною є конструкція торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічними канавками, виконаними на опорному диску. Проте ефективна робота запропонованих конструкцій ущільнень залежить від правильного вибору геометрії, форми і кількості гідродинамічних канавок, що можливо тільки в результаті створення надійної теорії розрахунку таких ущільнень.

ВИСНОВКИ

1. Виконано числове та аналітичне дослідження гідрогазодинамічних характеристик шпаринних і торцевих ущільнень з метою покращення герметичності, вібронадійності та зменшення витрат на тертя, створення та впровадження нових високоефективних конструкцій ущільнень насосів та компресорів.
2. Розв'язана задача течії рідинногазового і газорідного середовища у дроселюючих каналах шпарових ущільнень з урахуванням прецесійного руху валу, за допомогою методів обчислювальної гідрогазодинаміки досліджено механізм течії двофазного середовища та визначені динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування у шпаринному ущільненні. Проведено порівняння CFD моделей течії з моделлю об'ємного потоку (BULK FLOW).
3. Виконано числовий розрахунок двофазної течії крапельногазової суміші для торцевого спірального і запірною імпульсного ущільнень. Числове моделювання запірною імпульсного ущільнення виконано за допомогою нестационарної взаємодії ротор-статор.
4. Розв'язана задача динаміки аксіально-рухомого кільця торцевого імпульсного ущільнення та виконана оцінка впливу геометричних параметрів на його динамічні характеристики.
5. Виконаний аналіз статичних характеристик запірною торцевого імпульсного ущільнення. Показано, що збільшення числа живильників в системі може призвести до зростання величини торцевого зазору та витрат.
6. Проведені випробування промислових зразків запірних торцевих імпульсних ущільнень для компресорів синтезу газу і вуглекислого газу, які

показали високу герметичність і надійність ущільнюваних вузлів для широкого діапазону робочих параметрів компресорів.

7. Проведені експериментальні дослідження нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя та їх ресурсні випробування для відцентрового насосу загальнопромислового призначення. Результати випробувань показали, що гідродинамічні канавки у поєднанні з канавками зворотного нагнітання дозволяють зменшити витрати, тертя і зношування, а також збільшити ресурс пари тертя, що дозволить надалі значно розширити робочі параметри торцевого сальникового ущільнення.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Стюарт Л. Скотт. Технология многофазной откачки в нефтегазовой промышленности. Рогтех, С. 72-81.
2. San Andrés, L., 2012, “Rotordynamic Force Coefficients of Bubbly Mixture Annular Pressure Seals”, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 134 (Feb), 022503.
3. Diaz, S., and San Andrés, L., 2002, “Pressure Measurements and Flow Visualization in a Squeeze Film Damper Operating with a Bubbly Mixture”, ASME Journal of Tribology, 124, pp. 346-350.
4. Arghir, M., Zerarka, A., Pineau, G., 2011, “Rotordynamic Analysis of Textured Annular Seals With Multiphase (Bubbly) Flow”, Incas Bulletin, Volume 3, Issue 3, pp. 3–13.
5. Ransom, D., Podesta, L., Camatti, M., Wilcox, M., Bertoneri, M., Bigi, M., 2011, “Mechanical Performance of a Two Stage Centrifugal Compressor under Wet Gas Conditions”, Proceedings of the Fortieth Turbomachinery Symposium, September 12-15, Houston, Texas.
6. Thome, J. R., 2004, “Wolverine Engineering Data Book III”, Wolverine Tube Inc.
7. Eesa, M., 2009, “CFD Studies of Complex Fluid Flows in Pipes”, Ph.D. Dissertation, Department of Chemical Engineering, College of Engineering and Physical Sciences, University of Birmingham.
8. Li, C., 2011, “Numerical Study of Isothermal Gas-Liquid Two-Phase Bubbly Flow”, Ph.D. Dissertation, School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing Engineering, Royal Melbourne Institute of Technology (RMIT) University.
9. Schepper, S., Heynderickx, G. J., Marin, G. B., 2008, “CFD Modeling of All Gas-Liquid and Vapor-Liquid Flow Regimes Predicted by the Baker Chart”, Chemical Engineering Journal, 138, pp. 349–357.

10. Yuan, W., Liu, S., Li, S., Tao, T., and Xin, K. L., 2011, “Numerical Simulation of Bubble Motion in Horizontal Reducer Pipelines”, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 5, No. 4, pp. 517-529.
11. Ekambara, K., Sanders, R. S., Nandakumar, K., Masliyah, J. H., 2008, “CFD Simulation of Bubbly Two-Phase Flow in Horizontal Pipes”, *Chemical Engineering Journal*, 144, pp. 277–288.
12. Bhramara, P., Rao, V. D., Sharma K. V., and Reddy T. K. K., 2008, “CFD Analysis of Two Phase Flow in a Horizontal Pipe – Prediction of Pressure Drop”, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 40, pp. 315-321.
13. Höhne, T., 2009, “Experiments and Numerical Simulations of Horizontal Two Phase Flow Regimes”, *Proceedings of the Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, CSIRO, Melbourne, December, pp. 1-6.
14. Mazumder Q. H., 2012, “CFD Analysis of Single and Multiphase Flow Characteristics in Elbow”, *Engineering*, 4, pp. 210-214.
15. Kozubková, M., Rautová, J., Bojko, M., 2012, “Mathematical Model of Cavitation and Modelling of Fluid Flow in Cone”, *Procedia Engineering*, 39, pp. 9-18.
16. Ansys CFX-Solver Theory Guide, Release 13.0, November 2010.
17. Burns, A., “Computational Fluid Dynamics Modeling of Multi-Phase Flows”, *Lecture notes*, Alpha Beta Numerics, 188 p.
18. Frank, Th., 2005, *Advances in Computational Fluid Dynamics (CFD) of 3-Dimensional Gas-Liquid Multiphase Flows*, *Proceedings of the NAFEMS Seminar*, Niedernhausen/Wiesbaden, Germany, April 25 – 26, 18 p.
19. Frank, Th., 2005, “Numerical Simulation of Slug Flow Regime for an Air-Water Two-Phase Flow in Horizontal Pipes”. *Proceedings of the 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11)*, Avignon, France, October 2-6, 13 p.

20. Frank, Th., 2006, "Simulation of Complex Three-Dimensional Bubbly Flows with ANSYS CFX - Model Development & Validation", Proceedings of the German ANSYS Users Conference, Stuttgart, Germany, October, 27 p.
21. Krepper, E., Frank, T., Lucas, D., Prasser, H.-M., and Zwart, Ph. J., 2007, "Inhomogeneous MUSIG Model – A Population Balance Approach For Polydispersed Bubbly Flows", Proceedings of the 12th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-12), Pittsburgh, Pennsylvania, September 30-October 4, Log Number: 60, 19 p.
22. Krepper, E., Ruyer, P., Beyer, M., Lucas, D., Prasser, H.-M., and Seiler, N., 2009, "CFD Simulation of Polydispersed Bubbly Two-Phase Flow around an Obstacle", Hindawi Publishing Corporation Science and Technology of Nuclear Installations, Article ID 320738, 12 p.
23. Lucas, D., and Beyer, M., Frank, T., Zwart, P., Burns, A., 2009, "Condensation of Steam Bubbles Injected into Sub-Cooled Water", Proceedings of the 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), Kanazawa City, Japan, September 27-October 2, 13 p.
24. Krepper, E., Beyer, M., Lucas, D., Schmidtke, M., 2011, "A Population Balance Approach Considering Heat and Mass Transfer - Experiments and CFD Simulations", Nuclear Engineering and Design, 241, pp. 2889–2897.
25. Ekambara, K., Sanders, R. S., Nandakumar, K., and Masliyah, J. H., 2012, "CFD Modeling of Gas-Liquid Bubbly Flow in Horizontal Pipes: Influence of Bubble Coalescence and Breakup", Hindawi Publishing Corporation International Journal of Chemical Engineering, Article ID 620463, 20 p.
26. Kanemori, Y., Iwatsobo, T., 1992, "Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals" ASME Journal of Tribology, 114, pp. 773-778.
27. Gao, R., 2012, "Computational Fluid Dynamic and Rotordynamic Study on the Labyrinth Seal", Ph.D. Dissertation in Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University.

28. Beatty, P. A., Hughes, W. F., 1987, "Turbulent Two-Phase Flow in Face Shaft Seals", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 109, pp. 91-99.
29. Lebeck, A. O., Chiou, B. C., "Two-Phase Mechanical Face Seal Operation: Experimental and Theoretical Observations", Proceedings of the 11th Turbomachinery Symposium, pp. 181-188.
30. Lebeck, A. O., "Face Seal Balance Ratio Selection for Two Phase Single and Multicomponent Mixtures", Proceedings of the 15th International Pump Users Symposium, pp. 17-26.
31. Hughes, W. F., Basu, P., Beatty, P.A., Beeler, R.M., and Lau S., 1989, "Dynamics of Face and Annular Seals With Two-Phase Flow", NASA Contractor, Report 4256.
32. Basu, P., 1988, "Thermal Effects in Two-Phase Flow Through Face Seals", Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Carnegie-Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania.
33. Qiu, Y., Khonsari, M. M., 2011, "Investigation of Tribological Behaviors of Annular Rings With Spiral Groove", Tribology International, 44, pp. 1610-1619.
34. W.A. Marcinkowski: Hermomechanika i samoregulujace sie uszelnienia impulsowe. Kielce 2010. 77 с.
35. Ворона П.Н., Лисицын К.В., Марцинковский В.А.: Уплотнение роторов насосов атомных электростанций. Обзорная информация Москва, изд-во ЦИНТ Ихимнефтомаш, 1980. 42с.
36. Марцинковский В.А., Ворона П.Н.: Насосы атомных электростанций. Москва, изд-во Энергоатомиздат, 1987. 200 с.
37. Марцинковский В.А.: Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы, изд-во Сумского государственного университета, 2002, 337 с.
38. Загоруйко А.В., Хворост В.А., Криворучко Д.В. Анализ теоретических и экспериментальных исследований торцовых сальниковых уплотнений // Вісник СумДУ. - 2000. - №19. – С. 27-37.

39. Lebeck A.O. Parallel sliding load support in the mixed friction regime. Part 1 – the experimental data; part 2 – evaluation of the mechanisms // *Journal of Tribology*, 1987, vol. 109 (1): 189-205 p.
40. Harald Lubbinge. On the lubrication of mechanical face seals / University of Twente - Printed by FEBO druk B.V. Enschede, 1999. 143 p.
41. Майер Э. Торцовые уплотнения / Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
42. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
43. J. Nosowicz, P. Waidner. Reducing life-cycle costs by using innovative ceramic materials in mechanical seals // *Proc. X International Conference. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices*. Wroclaw, 2004. P. 25-35.
44. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования: Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.
45. Young L.A., Lebeck A.O. The design and testing of a wavy-tilt-dam mechanical face seal // *STLE Lub. Eng.* 1989. V.45, №5. – P. 322-329.
46. W.E. Key, R. Dickau, R.L. Carlson. Mechanical seals with wavy SiC faces for a severe duty NGL/Crude pipeline application // *Proc. of the twenty-first international pump users symposium – 2004*. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas. P. 77-87.
47. Кревсун Э.П. Торцовые герметизаторы вращающихся валов. – Мн.: «Арти-Фекс», 1998. – 148 с.
48. Muller H.K. Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals // *Proc. of the 11th BHRA international conference on fluid sealing, Cannes, France*. London: Elsevier; 1987. P. 698-709.
49. K. Tonder, R. Salant. Non-leaking lip seals: A roughness effect study // *Journal of Tribology*, July 1992, vol.114. P. 595-599.

50. Bogdan Antoszewski. Wlasnosci laserowo i plazmowo modyfikowanych slizgowych wezlow tarcia na przykladzie uszczelnien czolowych. - Politechnika swietokrzyska, Kielce 1999. 135 p.
51. A.D. McNickle, I. Etsion. Near-contact laser surface textured dry gas seals // Journal of Tribology, Vol. 126, October 2004. P. 788-794.
52. EP 0037210 A1. High pressure upstream pumping seal combination / Crane packing company (Sedy E.). – 1980.
53. US. Pat. 4421321. Hydrodynamic noncontacting seal for rotary machines / Lipschitz A. – 1983.
54. I. Etsion. A new concept of zero-leakage noncontacting mechanical face seal. Journal of Tribology, July 1984, vol.106. P. 338-343.
55. K.-D. Meck. A new sealing interface technology for high performance mechanical seal applications // Proc. pump users. International forum 2004, Karlsruhe, 29-30 September. 12 p.
56. Гудков С.Н. Торцовые механические уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения / С.Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2007. – №2. – С. 34-41.
57. Загорулько А.В. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения / А.В. Загорулько, С.М. Гудков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3. – 91-97.
58. Загорулько А.В. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцового сальникового уплотнения / А.В. Загорулько, С.Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – №3, Т.1. – С. 75-82.
59. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций / В.А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

60. Гудков С.Н. Экспериментальная проверка работоспособности торцевого сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения / С.Н. Гудков, А.В. Загорулько // Технологии XXI века: Сборник тезисов по материалам 20^й международной научной конференции. – Сумы: СНАУ. – С. 25.