

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему

Комп'ютерне моделювання ущільнень-опор безвального насоса

Виконав: студент групи КМ.м-11
спеціальності 131 Прикладна механіка
ОПП «Комп'ютерна механіка»
Іван ТАРАН

Керівник доц. Андрій ЗАГОРУЛЬКО

Рецензент Андрій ЯЩЕНКО

Суми – 2022 р.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 60 с., 52 рис., 4 табл., 27 джерел.

Об'єкт дослідження: аналіз гідродинамічних характеристик ущільнень-опор з радіально-осьовим розвантаженням вала в безвальному та безпідшипниковому насосах.

Ціль роботи: числовий розрахунок гідродинаміки конструкції безвального насоса з ущільненнями-опорами з гідростатичним і гідродинамічним розвантаженням вала.

Методи дослідження: чисельне моделювання, засноване на методах кінцевих елементів та скінченних об'ємів, числовий аналіз, розрахункове дослідження.

За допомогою програми ANSYS CFX побудовано чисельну модель довгого щілинного ущільнення, що застосовується як ущільнення-опори, для розрахунку гідродинамічних характеристик при різних видах прецесії, різних частотах обертання, зазорах в ущільненні. Виконано верифікацію чисельної моделі ущільнення та моделей турбулентності. Визначено вплив геометричних та гідродинамічних параметрів ущільнення на сили та моменти, що виникають у кільцевому каналі ущільнення. За допомогою серії експериментів отримані гідродинамічні сили та моменти, що виникають у довгому щілинному ущільненні за різних частот прецесії.

ДОВГЕ ЩІЛИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ, УЩІЛЬНЕННЯ-ОПОРА, БЕЗВАЛЬНИЙ НАСОС, ANSYS, ANSYS CFX, ВАЛ, МОДЕЛЬ ТУРБОЛЕНТНОСТІ, ЕКСЦЕНТРИСИТЕТ.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП..... | 5 |
| 1 Огляд конструкцій безвальних і безпідшипникових насосів, матеріалів кілець ущільнень-опор та методів розрахунку | 6 |
| 1.1 Огляд конструкцій | 6 |
| 1.1 Переваги та недоліки насосів без підшипників | 17 |
| 1.3 Аналіз матеріалів кілець ущільнень-опор | 18 |
| 1.4 Методи розрахунків | 19 |
| 1.5 Висновки | 21 |
| 2 Аналіз впливу довжини шпарини на гідродинамічні характеристики ущільнення опори..... | 22 |
| 2.1 Просторова течія у шпаринному ущільненні..... | 22 |
| 3 Комп'ютерне моделювання в програмі ANSYS CFX довгого шпаринного ущільнення насоса ЦНС 90–1900. Аналіз впливу величини ексцентриситету та закручування потоку на вході в ущільнення на динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування..... | 27 |
| 3.1 Комп'ютерне моделювання шпаринного ущільнення насоса ЦНС 90-190027 | |
| 3.2 Аналіз впливу величини ексцентриситету | 31 |
| 3.3 Верифікація моделей турбулентності і параметрів сітки | 32 |
| 3.4 Визначення впливу закрутки потоку на динамічні характеристики ущільнення-опори | 36 |
| 3.5 Висновки | 39 |
| 4 Розрахункове дослідження витратних та динамічних характеристик пристрою осьового і радіального врівноваження ротора відцентрового насоса..... | 40 |
| 4.1 Експеримент та пропозиція альтернативної конструкції безвального насоса | |
| 40 | |
| 5 Числовий розрахунок гідродинаміки конструкції безвального насоса з ущільненнями-опорами з гідростатичним і гідродинамічним розвантаженням..... | 46 |
| 5.1 Нова конструкція карданного магнітного насоса | 46 |
| 5.2 Висновки | 51 |

| | |
|--------------------------------------|----|
| ВИСНОВКИ | 52 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ | 53 |

ВСТУП

Особливе місце серед безконтактних ущільнень валів, що обертаються, займають щілинні ущільнення. Це найбільш поширений тип ущільнень роторів відцентрових насосів та компресорів. Вони виконують одночасно функції ущільнень і гідростатичних опор. У зв'язку з цим значно розширюється коло завдань, пов'язаних з їх розрахунком і проектуванням. Якщо для інших ущільнень характерним показником є рівень витоків, то для щілинних ущільнень-опор найбільш важливими є жорсткості та демпфуючі властивості та їх вплив на вібраційний стан ротора.

Тим більше, що це актуально ще тому, що останнім часом з'явилися конструкції насосів, в яких функції опор перекладаються на щілинні ущільнення. Так, наприклад, німецька фірма KSB серійно випускає багатоступінчасті насоси, в яких роль радіальних підшипників виконують довгі щілинні ущільнення. Ще одним прикладом використання щілинних ущільнень як опори можуть бути безвальні насоси. Переваги таких насосів очевидні: зниження масогабаритних показників, спрощення технічного обслуговування, монтажу та налагодження за рахунок усунення виносних підшипникових опор, покращення вібраційних характеристик агрегату, підвищення надійності та ресурсу.

1 Огляд конструкцій безвальних і безпідшипникових насосів, матеріалів кілець ущільнень-опор та методів розрахунку

1.1 Огляд конструкцій

Основною проблемою відцентрових насосів, що перекачують надчисті, високотоксичні, стерильні або делікатні рідини, є ущільнення вала, які ущільнюють обертовий приводний вал з корпусом. На думку Барнарда з Exxon Chemical Ltd, 80% насосів, які використовуються у хімічній промисловості, виведені з експлуатації через несправності механічних ущільнень, а решта 20% знято внаслідок несправності підшипників, муфт та іншого. Ці насоси мають витрати на технічне обслуговування приблизно вдвічі більші їх вартості протягом перших п'яти років експлуатації [1].

Однією з відповідей на цю проблему є насоси з магнітною муфтою або моторні насоси. Останні мають герметичний кожух, що відокремлює обертові частини насоса від статора. В обох випадках крутний момент передається на ротор за допомогою магнітного поля, що обертається. У насосі з магнітною муфтою обертаюче поле генерується обертовими магнітами, в насосі з герметичним двигуном - електричними обмотками статора. Основною проблемою цих герметично закритих відцентрових насосів є підшипникові втулки ротора, які змащуються та охолоджуються технологічною рідиною. Ці підшипники негайно виходять з ладу, якщо в насосі відсутнє змащення. Також не всі рідини є хорошими мастилами. Рідини з низьким тиском пари випаровуються в підшипниках, а рідини, такі як суспензії СМР (хімічна механічна планаризація), що містять абразивні частини, спричиняють швидке зношування підшипників [1].

На відміну від магнітної муфти, в герметичному двигуні спостерігається більша генерація тепла через додаткові електричні втрати. Спільним для обох типів є те, що підшипники встановлені в просторі перекачуваного середовища повинні бути в змозі протистояти умовам, які присутні в перекачуваній рідині. Зазвичай використовуються підшипники ковзання, хоча в деяких випадках також використовують роликові підшипники [2].

Підшипники герметично виконаних насосів повинні розташовуватися в барокамері, і тому вони занурені в робочу рідину. Особливі вимоги до цих підшипників вимагають використання гідродинамічних змащених підшипників або магнітних підшипників, за кількома винятками, коли можуть застосовуватися роликові підшипники. Тому важливе значення слід надавати проектуванню та вибору матеріалів. Рідина мастильно-охолоджуючої рідини рідко є мастилом у звичайному розумінні, але частіше рідиною, такою як кислота, їдка речовина, термічне масло (іноді при дуже високих температурах), вуглеводні, скраплений газ тощо з надзвичайно низькими або незначними мастильними властивостями; тобто надзвичайно низької в'язкості. Отже, не можна припустити, що гідродинамічне змащення буде здійснюватися завжди: це означає, що також слід очікувати змішаного тертя. Отже, матеріали, з яких виготовляються підшипники герметичних насосів, повинні мати хороші експлуатаційні властивості в аварійних ситуаціях. Особливе значення слід надавати якомога кращій шорсткості підшипників під час врівноваження навантаження в радіальному напрямку [2].

Радіальне зусилля на насосах обсадних колон може бути значно зменшено, використовуючи подвійний затвор в якості направляючого пристрою. Хоча радіальні сили не виключають одна одну повністю, досягнутого зменшення достатньо для забезпечення задовільних результатів у багатьох випадках. Можна припустити, що сили, що залишилися, знаходяться десь в районі між 15 і 20% відповідної радіальної сили одноступеневого насоса [2].

При перекачуванні хімічних речовин, кислот та їдких рідин, необхідно приділяти велику увагу типу насосів, коли іноді важко зробити вибір між герметичними насосами і насосами з ущільненнями [3].

Переваги приводних насосів типу MAG (герметичні насоси) (рис. 2.1):

1. Спеціальна герметична конструкція насоса запобігає витокам та викидам, оскільки у випадку хімічних речовин, агресивних рідин, вибухонебезпечних та легкозаймистих рідин може бути дуже небезпечними для обслуговуючого персоналу, і особливо для навколишнього середовища. Отже, герметичні насоси дозволяють дотримуватися суворих вимог до безпеки навколишнього середовища, які вимагаються багатьма нормами. Не слід також забувати, що деякі рідини можуть

бути дуже дорогими, і їх втрата через несправність ущільнень може спричинити великі зайві додаткові витрати.

2. Герметичні насоси дуже надійні і потребують дуже низького обслуговування завдяки своїй простій конструкції. За нормальних умов роботи ці насоси можуть експлуатуватися без будь-якого ремонту більше десяти років, тому їх термін дії значно знижується, якщо використовувати ущільнювальні та опорні вузли, і навіть якщо завжди перевіряти ущільнювальні кільця та підшипники кожні один/два роки, щоб просто переконатися про їх зношування.

3. Муфта в них має дуже просту конструкцію, оскільки немає необхідності в регулюванні положення двигуна/насоса.

Недоліки герметичних насосів (рис. 1.1):

1. При застосуванні навіть із невеликим відсотком твердих речовин герметична насосна система не є відповідним рішенням. Герметичні насоси насправді можуть працювати лише з чистими рідинами без твердих речовин у суспензії.

2. Насоси з магнітним приводом, як правило, дорожчі за насоси з механічним ущільненням. Однак, як зазначалося вище, витрати на технічне обслуговування дуже скорочуються протягом терміну служби насоса, і ці довгострокові фінансові переваги слід враховувати при виборі конструкції насоса.

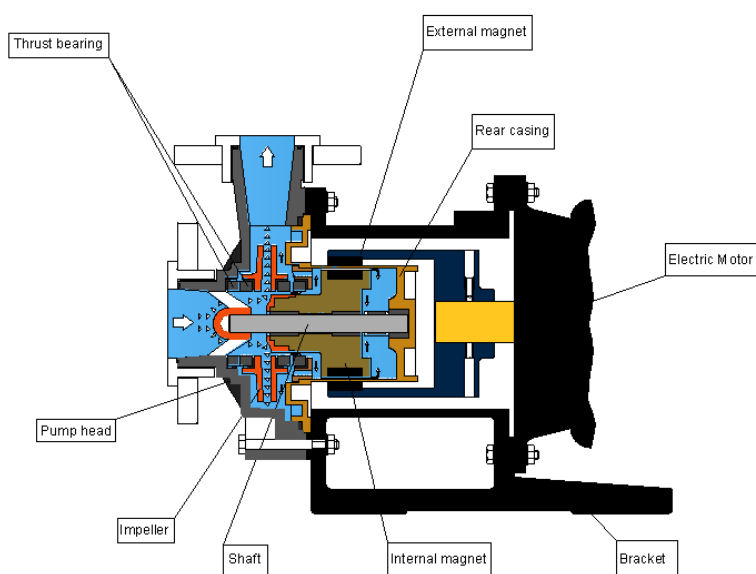


Рисунок 1.1 - MAG приводний насос [3]

Насоси типу MDH та MDH-D (рис. 1.2) розроблені з армованого скловолокневого поліпропілену або армованого вуглецевим волокном фторопласту (PVDF). MDH-D вказує на те, що насос має вуглецеву втулку і, отже, яка не пошкоджується при режимі без змащення. Ці насоси використовують центральну опорну систему з пластиковим покриттям, яка утримує кріплення двигуна на підлозі, щоб запобігти корозії двигуна, якщо насос іноді знаходиться у рідині [4].

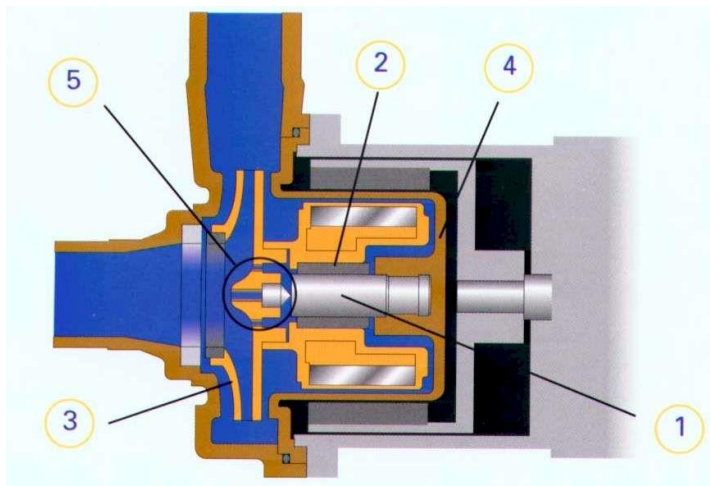


Рисунок 1.2 - MDH MAG приводний насос [4]

1 - керамічний шпиндель, 2 - вуглецевий підшипник, 3 - формоване робоче колесо, 4 - задній кожух, 5 - штифтовий підшипник

Насоси типу MAGNATEX - надійні, довговічні, мають змінні вкладиші, і є магнітними насосами. Вони є добрим рішенням при перекачуванні корозійної рідини з низькою та середньою течією. Ці насоси забезпечують тривалий термін експлуатації, який не потребує технічного обслуговування, з низькою початковою вартістю та низькою загальною вартістю використання. Змінні вкладиші роблять ремонт простим і недорогим без використання спеціальних інструментів [5-7].

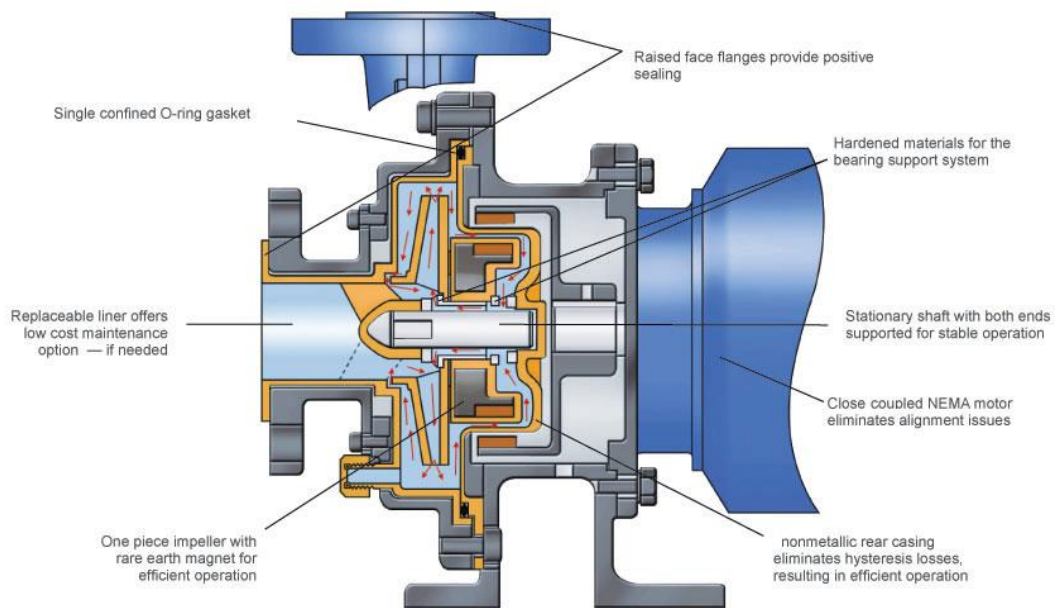


Рисунок 1.3 - Насос типу MAGNATEX [5]

Нагрівальні насоси з магнітним приводом (рис. 1.4) використовуються для перекачування розплавленої сірки протягом десяти років з дуже хорошими результатами. Через природу сірки ці насоси мають особливу конструкцію. У зоні магнітного зчеплення/ізоляції необхідний хороший теплообмін, щоб розсіювати тепло, спричинене магнітними втратами. Підшипникові втулки виготовлені з ерозійно стійкого карбиду кремнію та мають інтенсивне змащення, що також дозволяє функціонувати на менших потужностях. Проте насос має певну мінімально допустиму витрату, щоб уникнути генерації тепла всередині. Інтенсивна зона нагрівання навколо корпусу насоса та навколо ізоляційної зони забезпечує постійну температуру під час роботи та безпечний пуск. За допомогою зливного кожуха насоса можна спорожнити насос без ризику кристалізації сірки після його відключення [8].

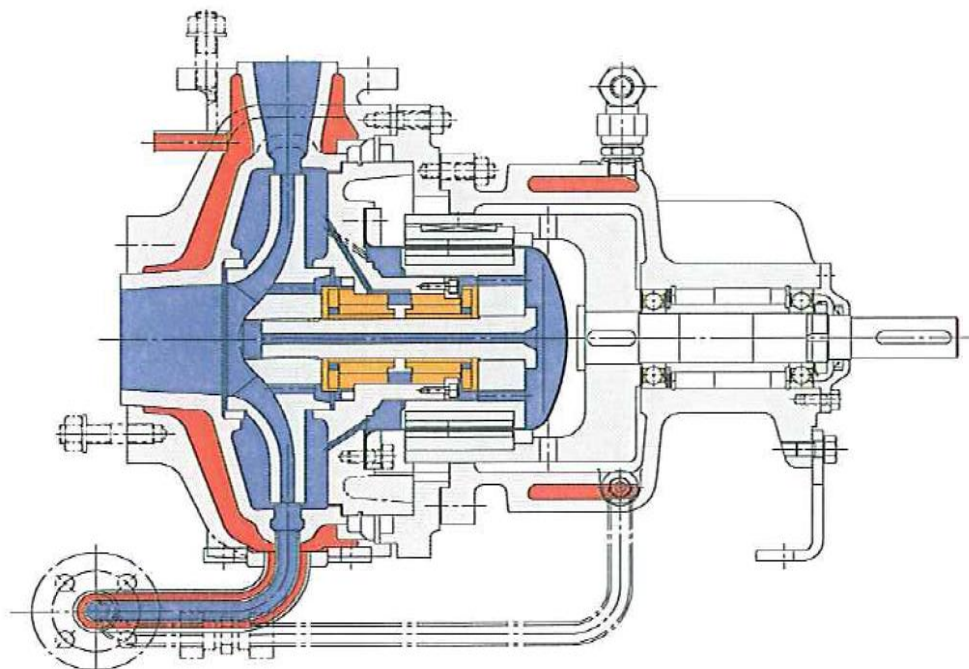


Рисунок 1.4 - Нагрівальний насос з магнітним приводом [8]

Відділ Rotos групи Gruppo Aturia розробив велику програму насосів для промисловості з новою повноцінною лінійкою насосів без магнітних приводів. Він спеціалізується на застосуванні, розробці та розподілі технічно вдосконалених, герметично закритих магнітних насосів (рис. 1.5) [9].

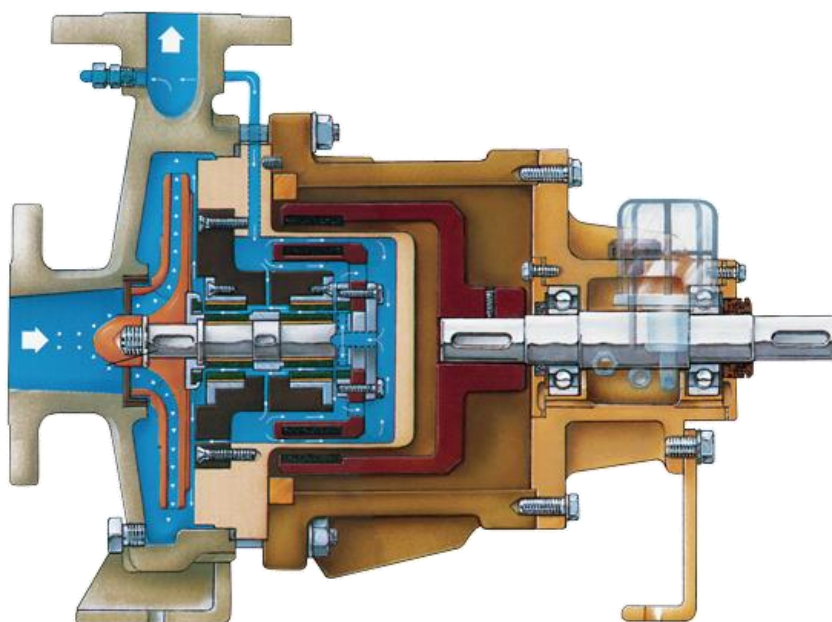


Рисунок 1.5 - Безущільнювальний магнітний приводний насос Gruppo Aturia [9]

Насоси Magnetic Drive (МД) (рис. 1.6) - це екологічно чисті насоси, які використовуються для максимального захисту від витоків. Насоси МД призначені для перекачування легкозаймистих, токсичних або забруднюючих ґрунтових вод рідин, при яких не може бути ризику витоків. Насоси МД зазвичай використовуються для перекачування ізоціанатів, розчинників таких як фенол та ксилол, гербіцидів, пестицидів, фунгіцидів, бензолу та інших небезпечних органічних рідин, включаючи слабоабразивні фарби та підсолоджувачі. Їх використання поширюється на програми, де витoki будуть дорогими, наприклад з високоочищеними хімічними речовинами або там, де потрібні тривалі інтервали до капітального ремонту, зменшуючи витрати на обслуговування [10].

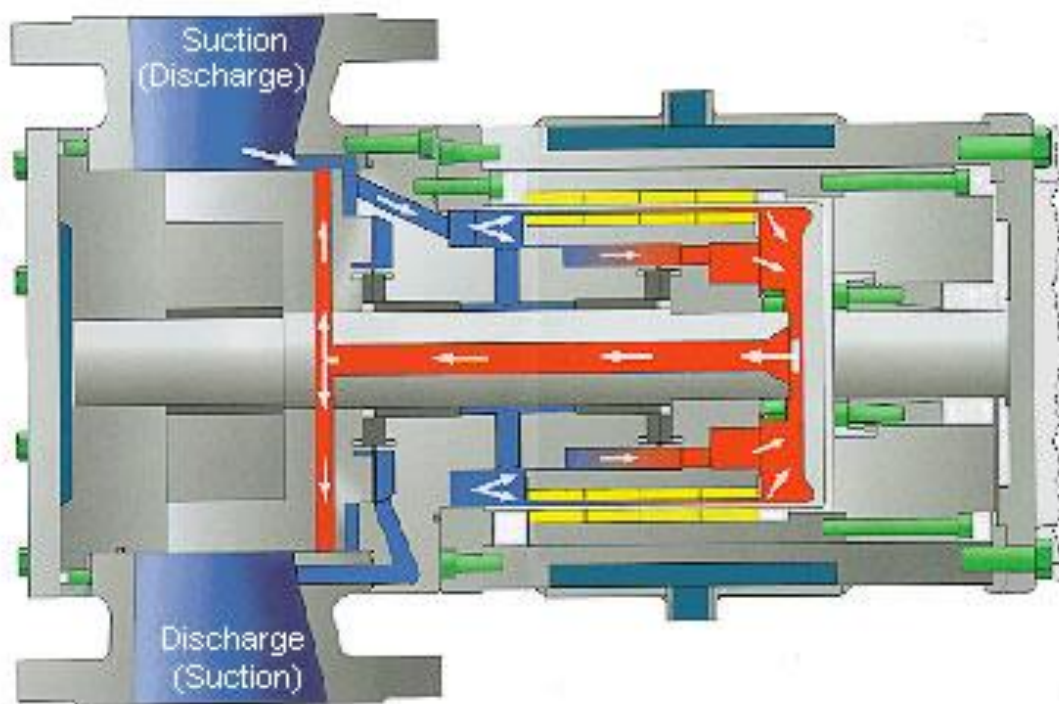


Рисунок 1.6 - Насоси з магнітним приводом від Flow-Tech [10]

Насоси без використання ущільнень, які в кінцевому підсумку можуть виходити з ладу, що вимагає дорогого обслуговування. Насоси Sundyne HMD Kontro без ущільнень із магнітним приводом (рис. 1.7) мають економічну надійну альтернативу традиційним конструкціям герметичних насосів [11].

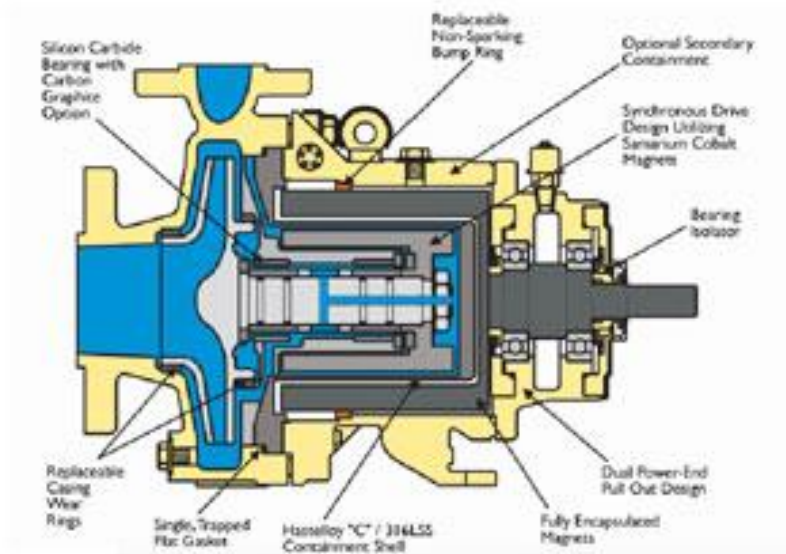


Рисунок 1.7 - Насос магнітного приводу Sundyne HMD Kontro [11]

Ключовою особливістю насоса Levitronix (рис. 1.8) (Технологія безпідшипникових двигунів), що відрізняє технологію безпідшипникових двигунів, є те, що він поєднує в собі один і інший двигун та магнітний підшипник [12].

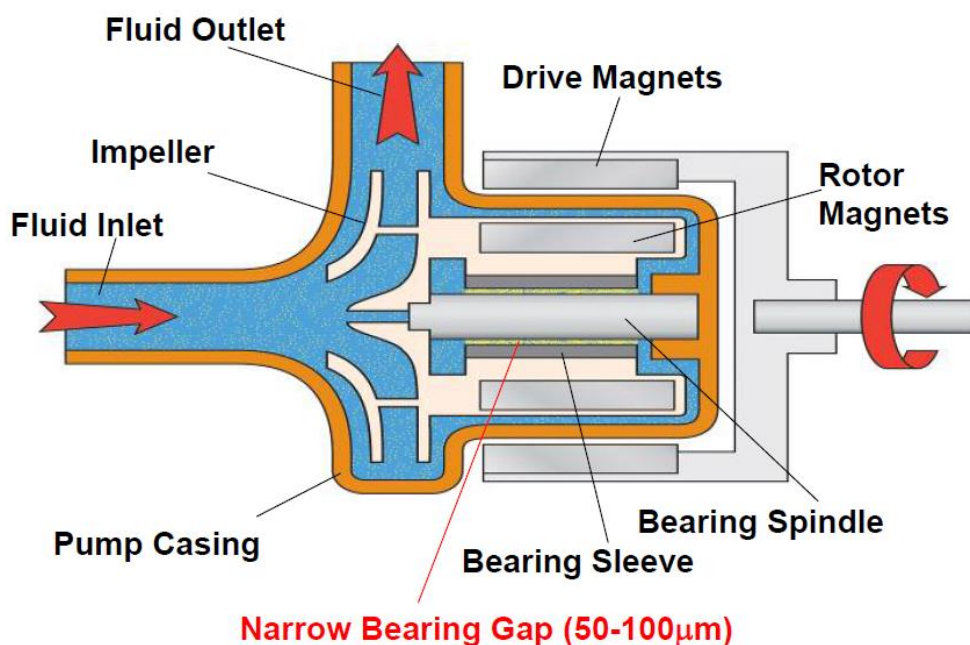


Рисунок 1.8 – Насос типу Levitronix [12]

Конструкція підшипника насоса HVAD HeartWare (рис. 1.9) забезпечується гідродинамічним змащенням та пасивним магнітом. Ротор отримує несучу здатність від сили рідини в тонких, рідких плівках крові, що розділяють корпус ротора і насоса, на основі відносного руху поверхонь [13,14].

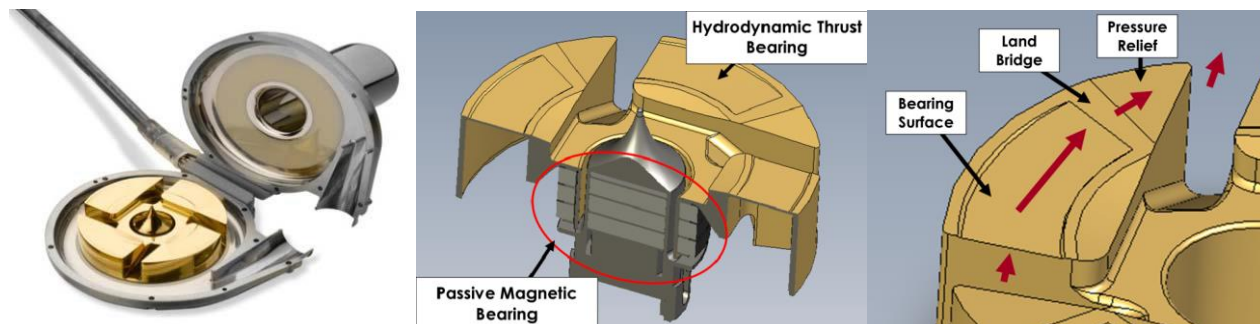


Рисунок 1.9 – Конструкція підшипника насоса HeartWare HVAD [14]

Bosch Mahle Turbo Systems використовує два окремих плаваючих підшипника (рис. 1.10). Підшипники поєднують в собі низьке тертя та надзвичайну довговічність. Це має вирішальне значення, особливо для використання на комерційних автомобілях. З метою задоволення дедалі жорсткіших вимог щодо викидів на сторонах компресора та турбіни використовуються подвійні ущільнювальні кільця валів [15-18].

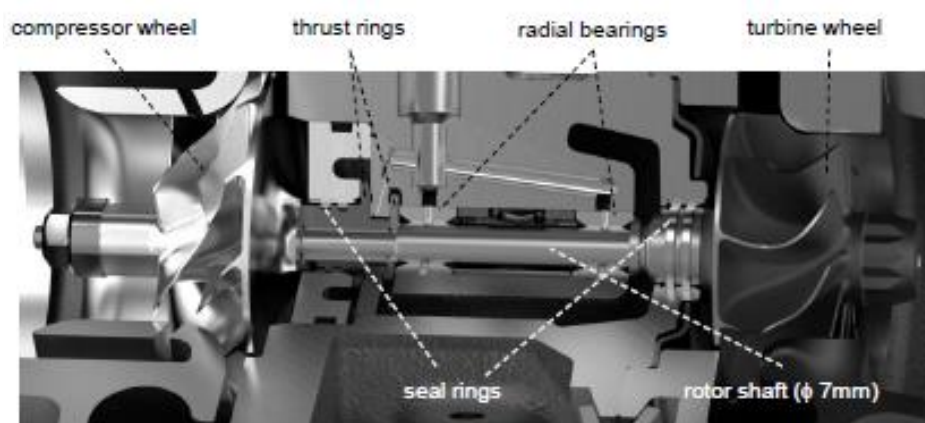


Рисунок 1.10 – Конструкція ротора автомобільного турбокомпресора [15]

Поперечний перетин горизонтального багатоступінчастого насосу високого тиску HGM (KSB Aktiengesellschaft), представлений на рисунку 1.11, забезпечує

безперебійну роботу завдяки підшипникам з внутрішнім змащенням, і не потребує допоміжних систем та технічного обслуговування. Осьовий пристрій розвантаження осьової сили: комбінація радіально-опорного підшипника з внутрішнім змащенням та запатентованого інтегрованого упорного підшипника [19].

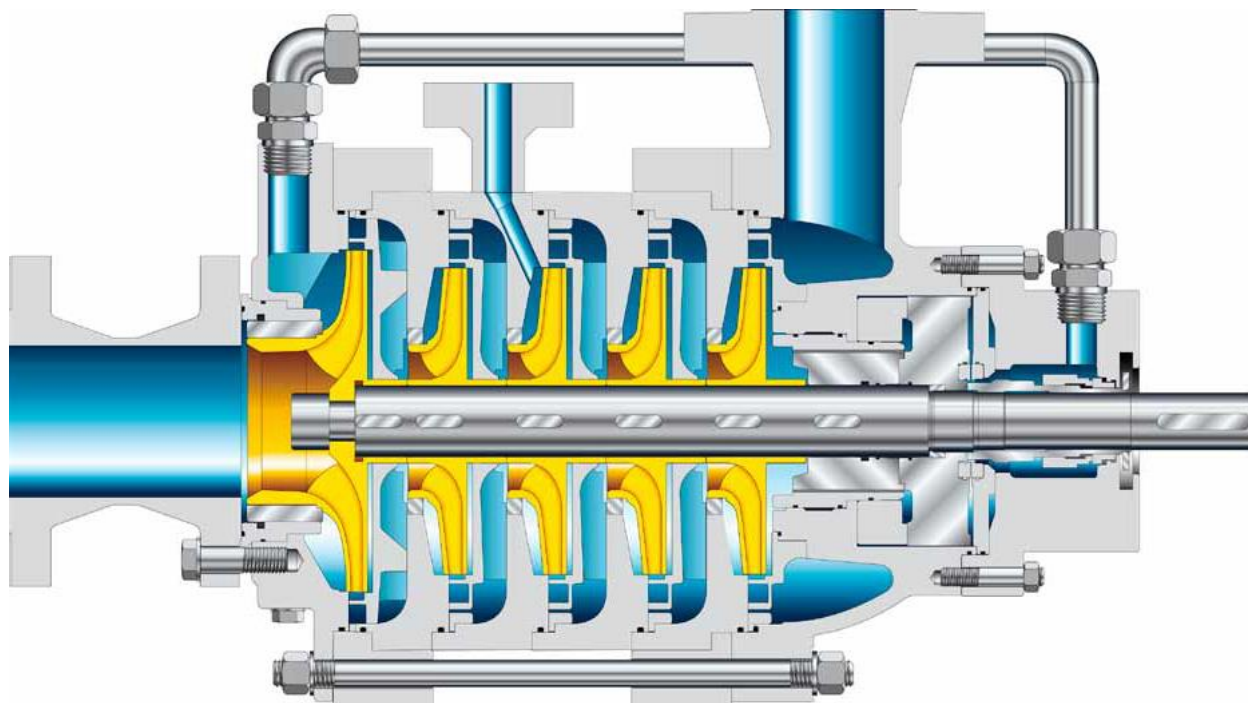


Рисунок 1.11 – HGM насос [19]

Консольний одноступінчастий насос [20], у якого торцеве та шпаринне ущільнення мають функцію радіально-осьового підшипника. Схема одноступінчастого насоса представлена на рис. 1.12. Робоче колесо 4 з'єднане з гнучким ротором 13 через сферичне шлицеве з'єднання 14. Діаметр ротора оцінюється з умови забезпечення міцності ротора для заданого крутного моменту. Передні 1 та 9 задні ущільнення виконують роль радіальних гідростатичних підшипників. Система, що складається з кільцевого дроселя 9, торцевого дроселя 11 і камери 10, виконує роль саморегулюючого радіально-осьового гідростатичного підшипника. Радіальні лопаті 7 корпусу 5 уповільнюють окружний потік у задній кишеньці 6. Високий тиск у задній кишеньці 6 регулюється задньою прокладкою, покращуючи несучу здатність радіального підшипника 9. Завдяки гнучкості ротора, робоче колесо має свободу радіального, осьового та кутового рухів. Тому робоче

колесо здійснює самоцентрувальну дію під впливом гідростатичних сил і моментів у кільцевих ущільненнях і самого гіроскопічного моменту. В результаті амплітуда вимушених коливань зменшується. Кінцеве ущільнення 12 герметизує малий тиск на вході, і завдяки малому діаметру крутильного ротора ущільнення працює з низькою окружною швидкістю. В якості торцевих ущільнень можуть бути використані прості конструкції контактних торцевих ущільнень, запірні газові безконтактні імпульсні ущільнення з радіальним розташуванням ступенів і подачею технологічного повітря, а також магніторідинні ущільнення.

Як і в автоматичних системах врівноваження осьових зусиль, кільцевий дросель 9, камера 10 зі змінним тиском і регулюючий кінцевий дросель 11 утворюють регулятор осьового положення ротора.

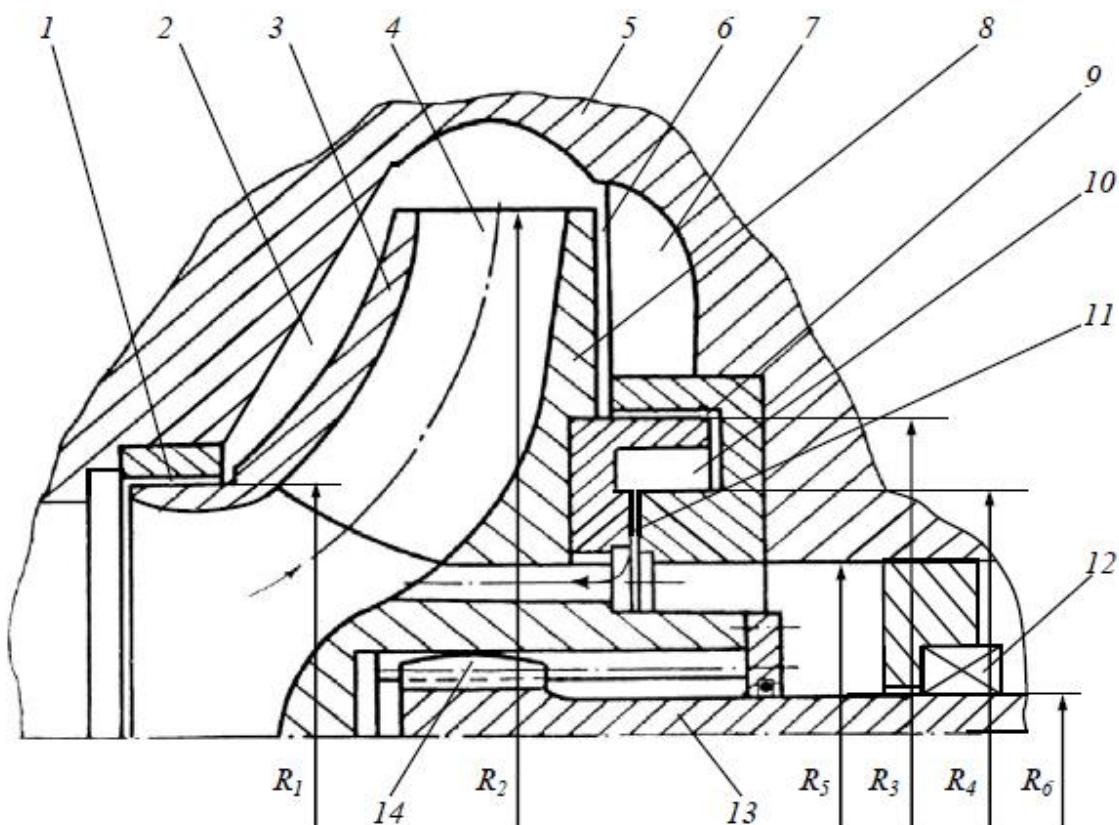


Рисунок 1.12 – Схема карданного насоса без підшипників

1.1 Переваги та недоліки насосів без підшипників

Експериментальні дослідження та досвід експлуатації карданних насосів без підшипників підтвердили їх суттєві переваги порівняно з традиційними конструкціями наступним чином (рис. 1.13 а, б):

- зменшені параметри ваги та розміру за рахунок усунення дистанційних підшипників та блоку торцевого ущільнення вала;
- поліпшені вібро-акустичні характеристики агрегату: насос працює майже безшумно і нечутливий до розцентрування опорних осей втулок і корпусу кільцевих ущільнень;
- підвищена надійність та термін служби за рахунок зменшення вібрації та полегшення умов роботи ущільнення вала (зменшена швидкість навантаження);
- спрощене обслуговування, монтаж та регулювання.

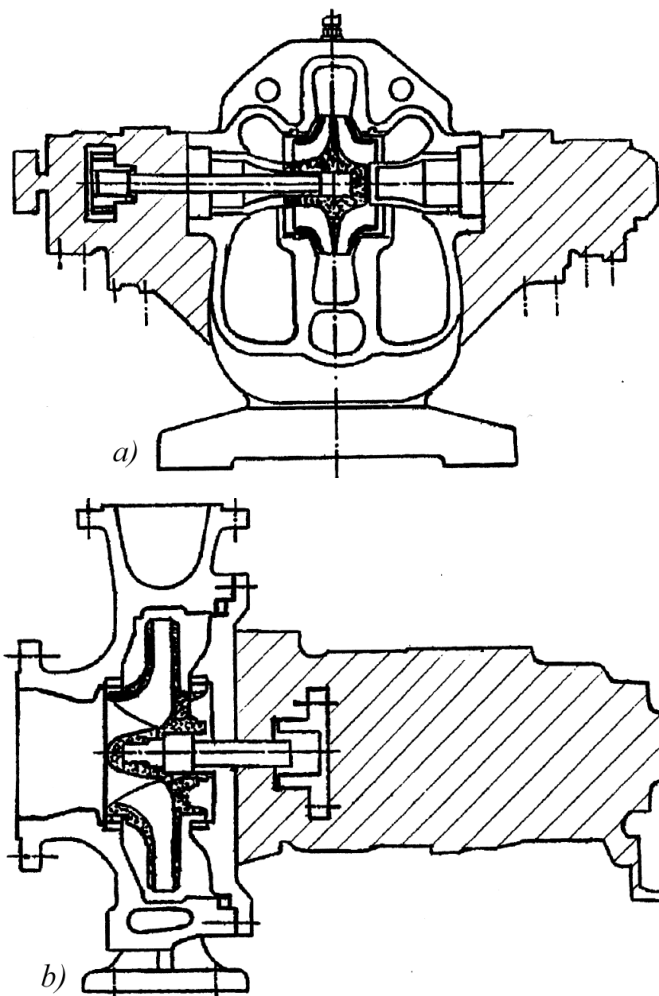


Рисунок 1.13 – Порівняння розмірів карданного насоса без підшипників та їх традиційних аналогів

Проте виникають наступні проблеми, які необхідно вирішувати:

1. Дослідження несучої здатності ущільнення-опори, гідродинамічних сил та здатності осевого врівноваження.
2. Проектування конструкції торцевого ущільнення.
3. Перебачення необхідності гідростатичного врівноваження радіальних сил при пуску насоса.
4. Підбір пари тертя для ущільнень-опор.

1.3 Аналіз матеріалів кілець ущільнень-опор

При експериментальному відпрацюванні вузлів зразка насоса однією з основних завдань було вивчення антифрикційних властивостей цілого ряду композиційних матеріалів, покриттів, способів зміцнення робочих поверхонь з метою вибору найбільш зносостійких і доступних для серійного виробництва матеріалів пар тертя підшипникових опор і гідроп'яти, що працюють на рідині, що перекачується [21].

В групу матеріалів входить :

1. Силікований графіт марки СГ-П.
2. Композиційний матеріал СГ-ПП (суміш порошку силікованого графіту з добавкою зв'язуючого компонента, температура 180 °С). У порівнянні з матеріалом СГ-П має більшу ударну в'язкість, кращу оброблюваність.
3. Іонно-плазмове напилення нітридом титану, TiN, на установці "Булат -3Т" на загартовану сталь 40X13 HRC 45. Товщина покриття 5-8 мкм, мікротвердість HV - до 3000 од.
4. Композиційний матеріал С1-У серійно випускається за ТУ 6-02-7-7-80. Матеріал являє собою композиційний шар товщиною 2-3 мм із гранульованого порошку бронзи, припеченого на бронзову заготовку просоченого суспензією фторопласту з дисульфідом молібдену. Матеріал має дуже високі антифрикційні властивості (у парі зі сталлю HRC ~45), але нестійкий в абразивному середовищі.

5. Твердий сплав ТМ-1 являє собою композит спресованого порошку карбиду вольфраму і гранул литого карбиду вольфраму, просоченого міднонікелевою зв'язкою. Матеріал має винятково високу зносостійкість. Його коефіцієнт температурного розширення близький до сталі 40Х, яка є найбільш сприятливою основою напикання шару ТМ-1.

Отримані значення зносостійкості та терміну служби вузлів тертя дозволяють оцінити перевагу застосування певних пар тертя. Для більш достовірних значень зносостійкості та терміну служби необхідно проведення тривалих випробувань в умовах експлуатації насосів. При аналізі результатів випробувань поряд з показниками зносостійкості візуально оцінювався стан робочих поверхонь тертя, обумовлений впливом зовнішніх факторів, що включають якість складання, температурні деформації, жорсткість трубопроводів, особливість установки агрегату (двигун - насос).

За результатами випробувань [21] всіх пар тертя найбільш переважними матеріалами є: графітовмісні матеріали СГ-П, СГ-ПП, АМС-3 для втулок статорів (вкладишів); на роторі найкращі результати показали – оксидна кераміка Al_2O_3 , плазмове покриття ПН-ХН80С4Р4, сталь 38Х2МЮА (азотована до $HV \sim 900$ од.).

У гідроп'яті високі результати показали однойменні матеріали із силікованого графіту СГ-П та твердосплавний матеріал на основі реліту – ТМ1. Зазначені матеріали у гідроп'яті можна вже зараз рекомендувати до серійного виробництва, щодо матеріалів підшипникових опор потрібні додаткові випробування.

1.4 Методи розрахунків

Дослідженню гідродинамічних сил, що виникають у безконтактних ущільненнях, зокрема кільцевих ущільненнях, присвячені роботи низки вітчизняних та закордонних вчених. У роботах В. А. Марцинковського [20,22] запропоновано теорію розрахунку характеристик перебігу, а також сил і моментів, що виникають у короткій щілині з переважним осьовим потоком з урахуванням циліндричної та конічної прецесії та радіальних коливань. Основними передумовами для опису турбулентного руху рідини є використання значень коефіцієнтів опору тертя на

основі експериментальних досліджень І. І. Нікурадзе та закону ступеня для зміни компонентів швидкості зазору. Х. Ф. Блек [23] визначив коефіцієнти жорсткості, демпфування та приєднаних мас для кільцевого гладкого ущільнення при турбулентному перебігу ґрунтуючись також на гіпотезі статечного розподілу швидкості з показником ступеня. Ним було проведено аналіз лише коротких щілин, проте його робота стала основою наступних досліджень ущільнень закордонними вченими. Д. В. Чаїлдс [24] досліджував ефект закручування на вході, використовуючи теорію інтегральних характеристик просторової течії Хірса замість статечного закону розподілу швидкості. Т. Іватсубо запропонував моделі турбулентної течії в ущільненнях з канавками, комбінуючи аналіз кільцевих гладких ущільнень та лабіринтних ущільнень, що дозволило отримати динамічні характеристики паралельно-канавкових ущільнень. Цей підхід є чисельним методом для ущільнень складної геометричної форми.

У згаданих роботах ущільнення розглядаються як короткі щілини, тобто, нехтується зміна розподілу тиску, що обумовлено окружною швидкістю. Але наведені вище гіпотези не можуть бути застосовні до кільцевих щілин, в яких відношення довжини в осьовому напрямку до діаметру більше 0,5. Фрітц [25] досліджував такі довгі кільцеві ущільнення, але нехтував ефектом течії в осьовому напрямку.

Д. В. Чаїлдс запропонував метод кінцевої довжини, який найбільше використовується через свою простоту і практичність. Згодом модель Чаїлдса була вдосконалена, і дозволила врахувати ефект конусності. Запропонований метод дозволив виконати аналіз демпферних (Чаїлдс та Кем, 1985) та канавкових ущільнень (Нордманн). Нельсон і Нгуен [26] представили аналіз кільцевих ущільнень, що базується на теорії просторової течії Хірса, та співвідношенні Муді для тертя. Вони з'ясували, що у динамічні коефіцієнти значно впливає відносна шорсткість поверхні. У наступних роботах Нельсон і Нгуен [26] розробили на підставі перетворення Фур'є метод для розрахунку ущільнень з великим ексцентриситетом з урахуванням шорсткості поверхні.

Більшість дослідників, які згадувалися вище, концентрували увагу на додаткових силах, викликаних циліндричною прецесією. Чаїлдс вивів динамічні

коефіцієнти, зумовлені як силами, а й моментами, викликані циліндричним і конічним прецесійним рухом. Канеморі та Іватсубо провели експериментальне дослідження гідродинамічних сил і моментів у довгих щілинах, і дійшли висновку, що для довгих щілин важливо враховувати моменти, що виникають при прецесійному обертанні ротора. Вони також запропонували процедуру ідентифікації коефіцієнтів матриці сил та моментів.

1.5 Висновки

Проведено аналіз існуючих конструкцій герметичних насосів та безвальних насосів. Велика кількість дослідницьких груп та компаній проводять роботи в галузі герметичних та безвальних насосів, а також комбінованих гідростатодинамічних підшипників та підшипників на перекачуваному середовищі. Проаналізовано матеріали для кілець ущільнень-опор. Якщо ущільнення працює як опора і ущільнення, то зазори повинні бути менші і при пуску та зупинці машини - вал може контактувати з втулкою. Важливим є вибір матеріалу.

2 Аналіз впливу довжини шпарини на гідродинамічні характеристики ущільнення опори

2.1 Просторова течія у шпаринному ущільненні

Особливість роботи шпаринного ущільнення-опори полягає у тому, що в початковий момент при пуску насоса ущільнення виконує функції повноохопленого гідродинамічного підшипника ковзання із значним зсувом осі вала щодо осі втулки, а в сталому робочому режимі - гідростатичної опори з малим ексцентриситетом.

Необхідно виконати комп'ютерне моделювання складної просторової течії в кільцевому каналі шпаринного ущільнення-опори з циліндричною прецесією вала за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX, визначити вплив геометричних і гідродинамічних параметрів щілини на жорсткостні і демпфіруючі характеристики, та провести аналіз їх впливу на динаміку ротора відцентрового насоса.

Для дослідження механізму складної просторової течії в кільцевому каналі шпаринного ущільнення-опори використовувався програмний комплекс ANSYS CFX 11, що дозволяє вирішувати нестационарну задачу течії рідини в ущільненні з урахуванням прецесійного руху вала. В результаті чисельного розрахунку можуть бути отримані гідродинамічні сили і моменти, що виникають в кільцевому каналі, а відомим методом оцінювання можуть бути визначені величини жорсткості і демпфірування шпаринного ущільнення-опори.

Для розрахунку вибрана модель шпаринного ущільнення з двома різними значеннями зсуву осі валу і втулки з наступними геометричними розмірами: $l/d = 0,72$, радіальний зазор $h_0 = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м, робоче середовище – вода. Розрахункова сітка моделі шпаринного ущільнення представлена на (Рис.2.1) і складається з 108460 комірок-гексаедрів.

При розрахунку нестационарного процесу розглядався один повний оберт валу з розбиттям його на 20 ітерацій. Використовувалася стандартна $k-\varepsilon$ модель турбулентності з функцією стінки.

Для визначення коефіцієнтів жорсткості і демпфірування ущільнення було виконано 16 розрахунків при різних кутових швидкостях прецесії Ω і швидкостях обертання валу ω .

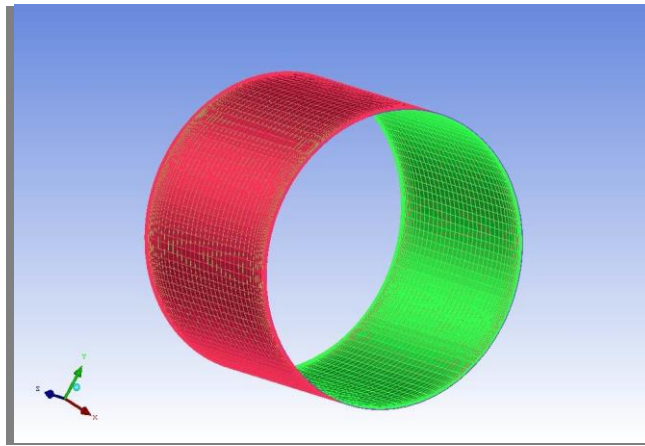


Рисунок 2.1 - Розрахункова сітка моделі шпаринного ущільнення

На рисунку 2.3 показане поле тиску і характерні перетини поверхні кільцевого каналу ущільнення-опори, в яких визначалися значення осьової і окружної швидкостей, а також гідродинамічного тиску в зазорі.

При пуску відцентрового насоса вал спливає в ущільненнях-опорах, і товщина змащувального шару збільшується із збільшенням швидкості його обертання ω . Слід зазначити, що при $\omega=105 \text{ c}^{-1}$ товщина змащувального шару дорівнює $5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ а цього може бути недостатньо для відсутності контакту між втулкою і валом.

Розрахунки показали, що дійсно шпаринне ущільнення з достатньо великим зсувом осі валу відносно осі втулки виконує функції опори і ущільнення. У цьому можна переконатися якщо проаналізувати епюри розподілу гідродинамічного тиску, що виникає в двох взаємноперпендикулярних площинах кільцевого каналу ущільнення (рис. 2.4 а, б). У області, де зазор виявляється мінімальним, епюра тиску має опуклу форму (рис. 2.4 а), а величини тиску усередині кільцевого каналу істотно перевищують величину ущільнюваного тиску на вході в канал. Площа під цією епюрою і визначає гідродинамічну складову сили, яка несе вал. У області максимального зазору, форма епюри тиску лінійна, а величини тиску усередині кільцевого каналу не перевищують величину ущільнювального тиску на вході. Таким чином, кільцева щілина, по суті, виконує спільно функції і повноохопленого гідродинамічного підшипника і шпаринного ущільнення із заданим перепадом тиску.

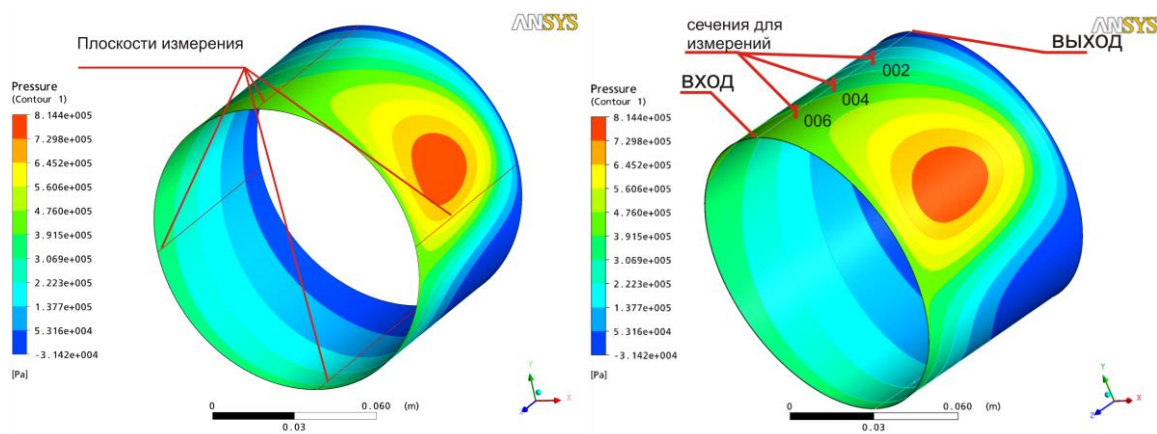


Рисунок 2.3 - Поле тиску і площини вимірів в характерних перетинах поверхні кільцевого каналу ущільнення-опори

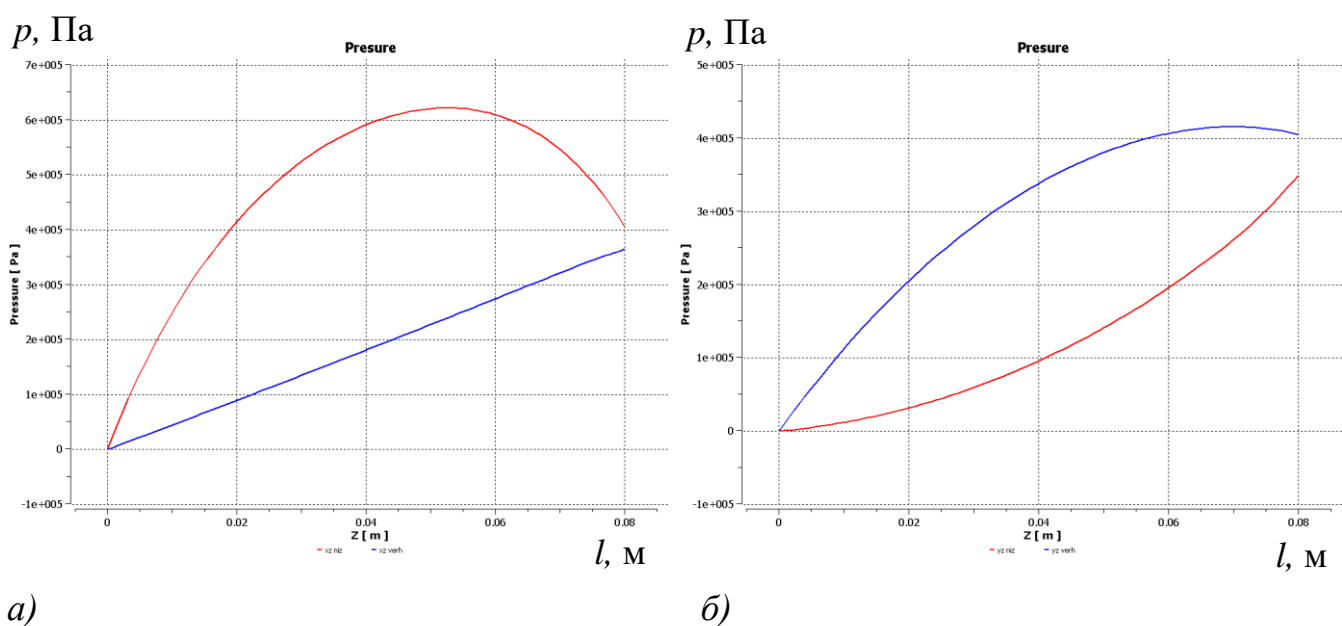


Рисунок 2.4- Розподіл тиску по довжині ущільнення в характерних перетинах поверхні зазору шпаринного ущільнення-опори в площині XZ а) і YZ б)

На рисунку 2.5 а,б,в,г приведені епюри осьовій і тангенціальній швидкості, одержані для кільцевого каналу в площині XZ в різних перетинах по довжині щілини. В області з мінімальним зазором середня тангенціальна швидкість перевищує середню осьову, тобто переважає окружна течія (рис. 2.5в,г). В області з максимальним зазором картина зворотна - середня осьова швидкість декілька більше середньої тангенціальної швидкості (рис. 2.5 а, б). В області з мінімальним

зазором рідина видавлюється з кільцевого каналу в протилежні сторони, про це свідчить те, що епюри осьовій швидкості мають різний напрям по довжині щілини (рис. 2.5 в).

Крім того, форма епюр свідчить про різні режими течії в різних перетинах щілини. У області мінімального зазору присутній ламінарний, а у області максимального зазору - турбулентний режими течії. Режим течії також змінюється і по довжині щілини, це пов'язано із зміною середньої окружної швидкості. Особливо це характерно для областей щілини розташованих в площині YZ , в яких мають місце зворотні течії на вході в ущільнення. Початкова ділянка, на якій формуються епюри осьової і тангенціальної швидкостей для більшості випадків не перевищує довжини щілини.

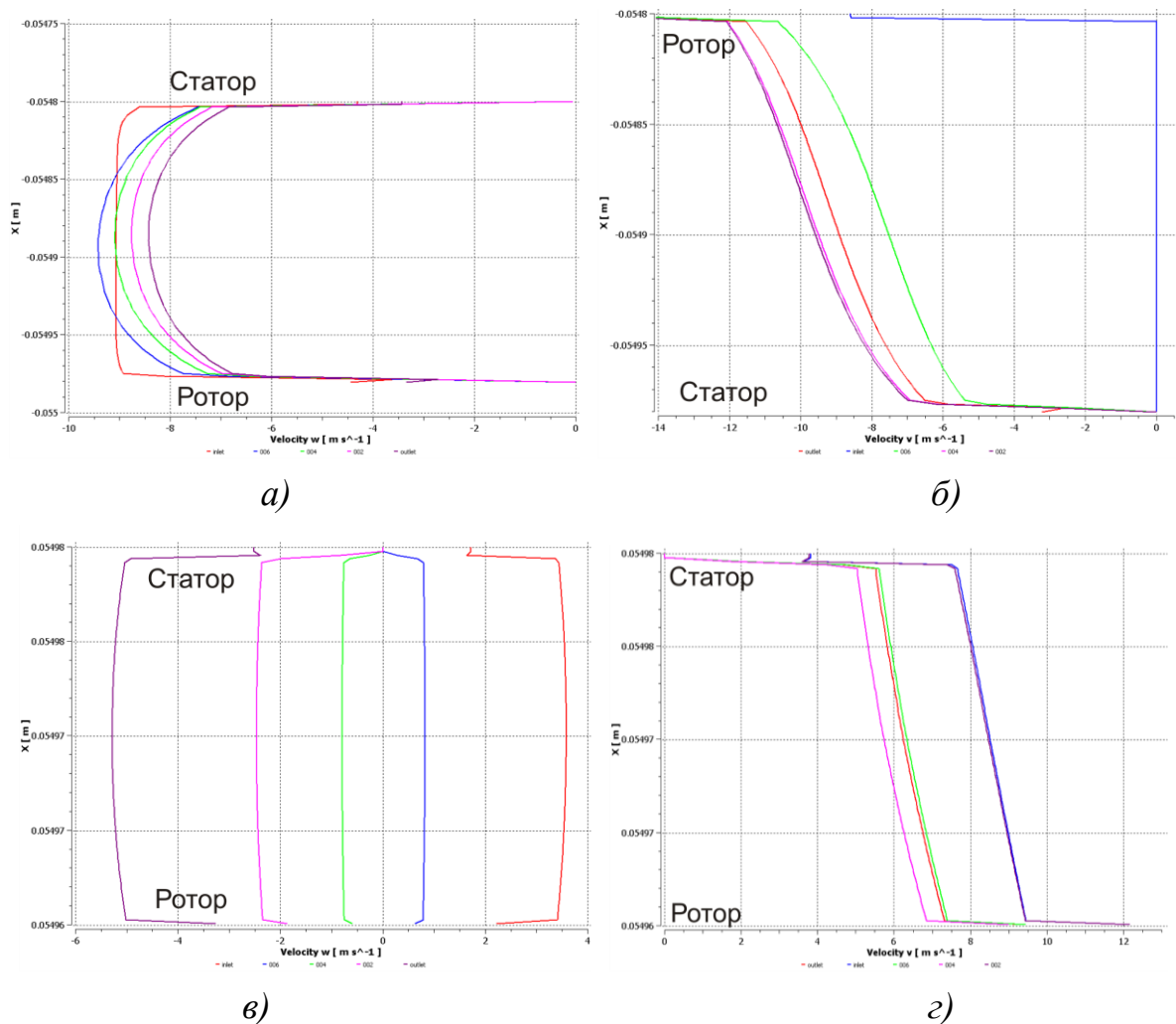


Рисунок 2.5 - Епюри осьових а), в) і тангенціальних б), г) швидкостей в областях з мінімальним і максимальним зазором в площині XZ в різних перетинах по довжині кільцевого каналу

З рисунка 2.6 *а,б,в* видно, що при збільшенні швидкості обертання валу збільшується закручування потоку рідини в кільцевій щілині. Якщо при $\omega=105 \text{ c}^{-1}$ закручування рідини практично відсутнє і переважає осьовий потік, то при робочій швидкості обертання валу $\omega=314 \text{ c}^{-1}$ закручування рідини істотне і переважає окружний потік. Течія в щілині має складний характер і складається з напірного (осьового) і зсувного (окружного) потоків.

У разі невеликих зсувів осі валу відносно осі втулки гідродинамічна складова тиску не виникає, і тому шпаринне ущільнення виконує функції гідростатичної опори. Однієї тільки гідростатичної сили шпаринних ущільнень-опор не достатньо для того, щоб нести всю масу ротора. Тому на робочому режимі, навантаження від ротора рівномірно розподіляється між міжступневими і кінцевими шпаринними ущільненнями-опорами. Потік в такому ущільненні також закручується за рахунок обертання валу і лінії струму мають спіральну форму (рис. 2.7).

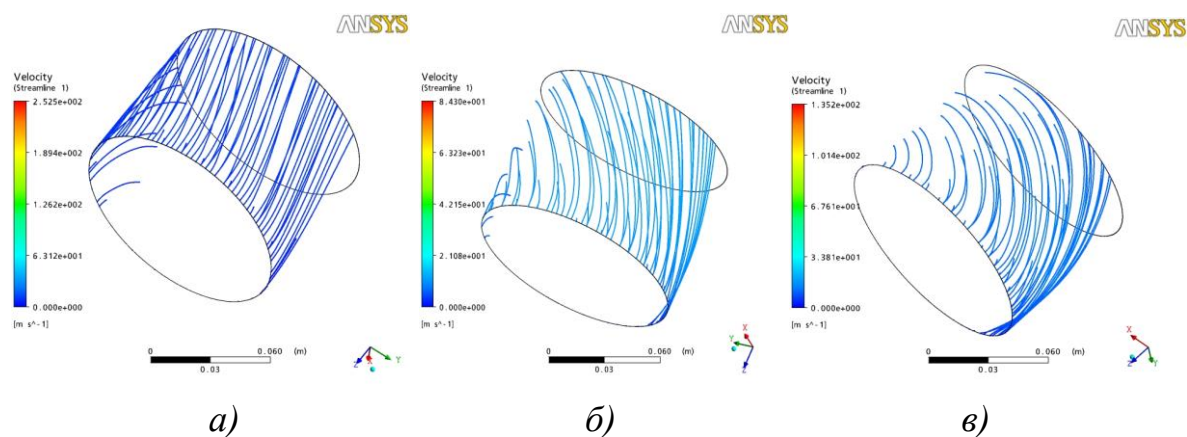


Рисунок 2.6 - Лінії струму в зазорі ущільнення при різних швидкостях обертання валу: $\omega = 105 \text{ c}^{-1}$ *а*), $\omega = 209 \text{ c}^{-1}$ *б*), $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$ *в*)

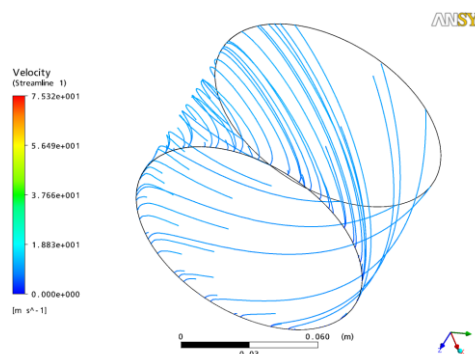


Рисунок 2.7 - Лінії струму в зазорі ущільнення

3 Комп'ютерне моделювання в програмі ANSYS CFX довгого шпаринного ущільнення насоса ЦНС 90–1900. Аналіз впливу величини ексцентриситету та закручування потоку на вході в ущільнення на динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування

3.1 Комп'ютерне моделювання шпаринного ущільнення насоса ЦНС 90-1900

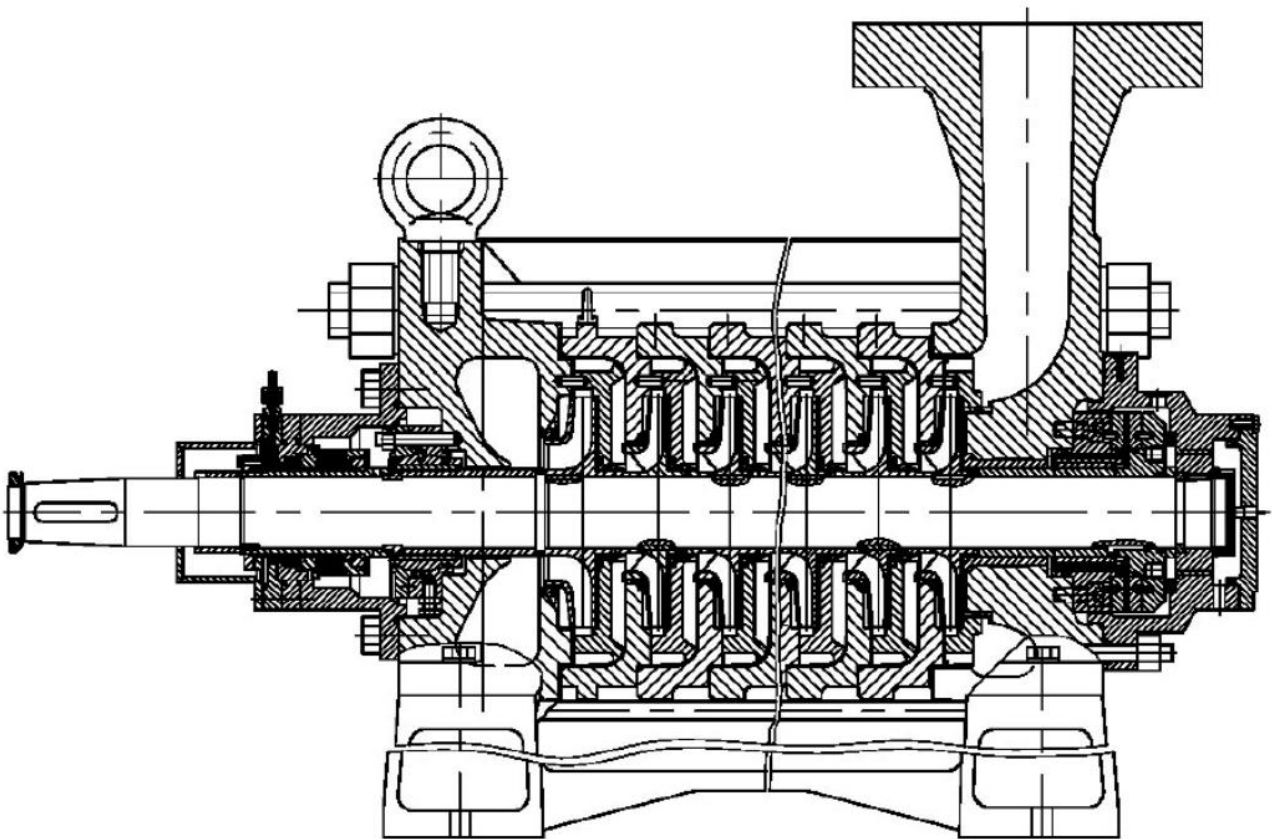


Рисунок 0.1 – Насос ЦНС 90-1900

Ущільнення - опора, що застосовується в насосі ЦНС 90 - 1900, який виробляється «ВНДІАЕН» має наступні геометричні характеристики:
 $l = 0.08i$; $d = 0.11i$; $h = 0.1 \cdot 10^{-3} i$.

За допомогою програми ANSYS-CFX побудована модель даного ущільнення та створена кінцева елементна сітка (Рис. 3.2)

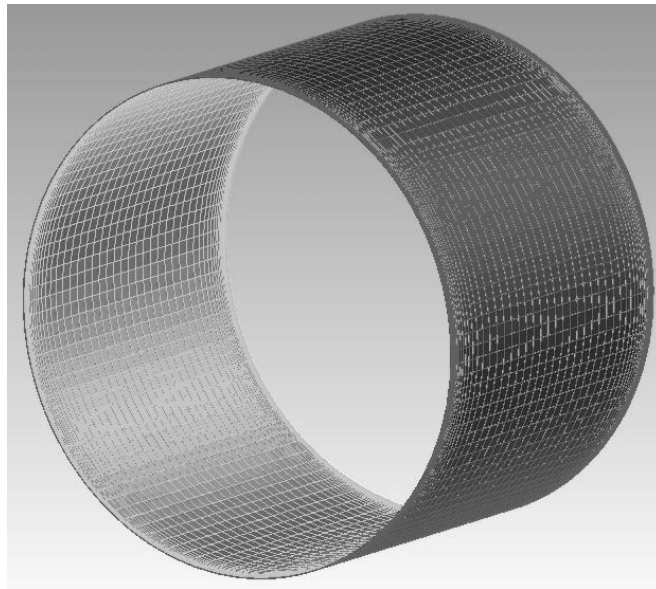


Рисунок.3.2 – Модель довгого щілинного ущільнення

При розрахунку перехідного процесу розглядався один повний оборот валу з розбивкою його на 20 ітерацій. Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнення було виконано 16 розрахунків при різних швидкостях прецесії та обертання ротора. Оскільки при зменшенні частоти обертання здатність шару рідини, що несе, зменшується, то для різних швидкостей обертання визначені ексцентриситети, при яких шар рідини буде нести ротор.

Величини певних сил та моментів зведені до таблиці 3.1. За результатами проведених розрахунків було виконано апроксимацію радіальної сили F_r та моменту M_r - поліномом другого порядку щодо частоти прецесії, а дотичної сили F_t та моменту M_t - поліномом першого порядку. На рисунках 3.3 – 3.8 показані графічні залежності радіальних і тангенціальних сил і моментів від відносної частоти прецесії, одержані методами оцінювання параметрів. Величини сил і моментів, що виникають в ущільненні-опорі залежно від відносної частоти прецесії представлені в таблиці 3.1, а величини коефіцієнтів жорсткості і демпфірування при різних швидкостях обертання валу представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 0.1– Значення сил і моментів на різних частотах прецесії і обертання

| Частота обертання ротора | Відношення $\frac{\Omega}{\omega}$ | F_r, H | F_t, H | $M_r, H \cdot m$ | $M_t, H \cdot m$ |
|------------------------------------|------------------------------------|----------|----------|------------------|------------------|
| 314 $e = 0,08 \cdot 10^{-3} m$ | 1 | -1280,96 | -1801,56 | 74,7423 | -51,943 |
| | 0,5 | -757,712 | -82,4814 | 4,30499 | -32,1083 |
| | -0,5 | -323,799 | 3334,98 | -135,932 | -12,9409 |
| | -1 | -867,31 | 5656,44 | -230,222 | -33,5256 |
| 209 $e = 0,086 \cdot 10^{-3} m$ | 1 | 1925,82 | -701,735 | 27,8932 | 79,6143 |
| | 0,5 | 509,556 | -648,385 | 28,6969 | 22,4409 |
| | -0,5 | 2384,62 | -472,324 | 19,5852 | 97,1845 |
| | -1 | 4267,27 | -434,859 | 19,6901 | 172,849 |
| 105 $e = 0,095 \cdot 10^{-3} m$ | 1 | -1449,58 | -853,91 | 36,0958 | -59,4051 |
| | 0,5 | -644,638 | -114,657 | 5,63009 | -28,1004 |
| | -1 | 1946,49 | 2427,79 | -99,7563 | -76,4449 |

Таблиця 3.2 - Коефіцієнти жорсткості і демпфірування при різних швидкостях обертання вала

| Коефіцієнти | Швидкість обертання вала | | |
|--|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$ | $\omega = 209 \text{ c}^{-1}$ | $\omega = 105 \text{ c}^{-1}$ |
| $K, \text{ Н/м}$ | $4.537 \cdot 10^6$ | $-1.043 \cdot 10^7$ | $4.833 \cdot 10^6$ |
| $k, \text{ Н/м}$ | $2.22 \cdot 10^7$ | $-6.667 \cdot 10^6$ | $8.021 \cdot 10^6$ |
| $C, \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ | $4.583 \cdot 10^7$ | $1.735 \cdot 10^6$ | $1.7404 \cdot 10^7$ |
| $c, \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ | $3.153 \cdot 10^6$ | $1.525 \cdot 10^7$ | $-2.615 \cdot 10^6$ |
| $K_{a\varepsilon}, \text{ Н/м}$ | $77.297 \cdot 10^4$ | $-28.186 \cdot 10^4$ | $28.597 \cdot 10^4$ |
| $k_{a\varepsilon}, \text{ Н/м}$ | $40.786 \cdot 10^4$ | $-1.081 \cdot 10^6$ | $59.981 \cdot 10^4$ |
| $C_{a\varepsilon}, \text{ Н} \cdot \text{с}$ | $-14.0005 \cdot 10^4$ | $-60.747 \cdot 10^4$ | $14.728 \cdot 10^4$ |
| $c_{a\varepsilon}, \text{ Н} \cdot \text{с}$ | $-1.875 \cdot 10^6$ | $-59.406 \cdot 10^3$ | $-71.501 \cdot 10^4$ |

З аналізу таблиць 3.1 і 3.2 видно, що істотна частина навантаження від валу при пуску насоса сприймається змащувальним шаром ущільнень-опор. Тому, значеннями сил і моментів, коефіцієнтів жорсткості і демпфірування при аналізі динаміки ротора не варто нехтувати. Крім того, вплив ущільнень-опор може негативно позначитися на динамічній стійкості валу, оскільки при швидкості обертання $\omega = 209 \text{ c}^{-1}$ коефіцієнти прямої і перехресної жорсткості мають негативні значення.

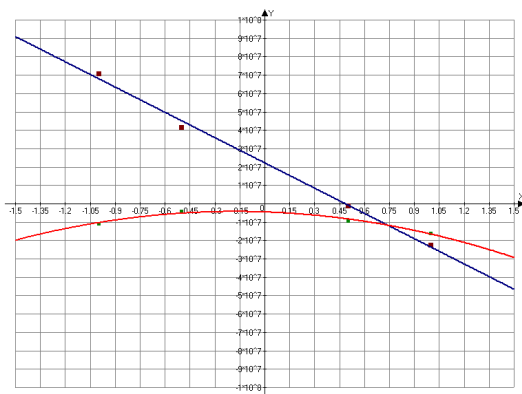


Рисунок 0.2 – Залежність радіальних і окружних сил від відносної частоти прецесії $\omega=314$

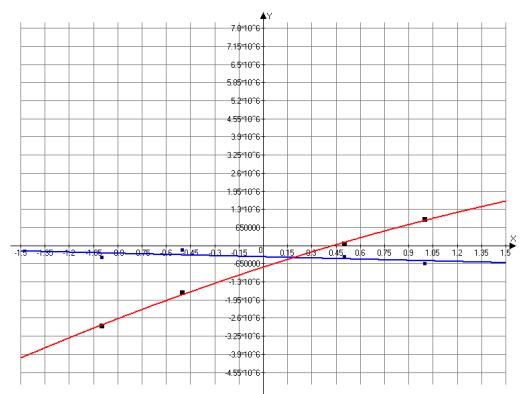


Рисунок 0.3 – Залежності радіальних і окружних моментів від відносної частоти прецесії $\omega=314$

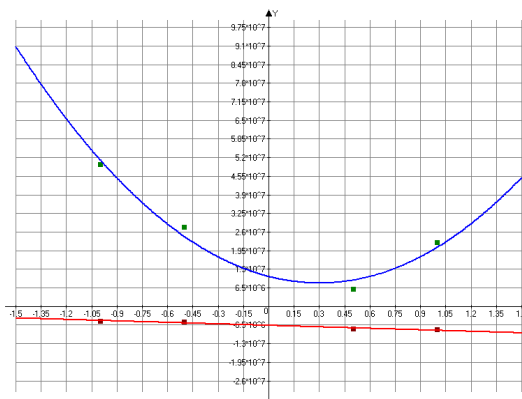


Рисунок 0.4 – Залежність радіальних і окружних сил від відносної частоти прецесії $\omega=209$

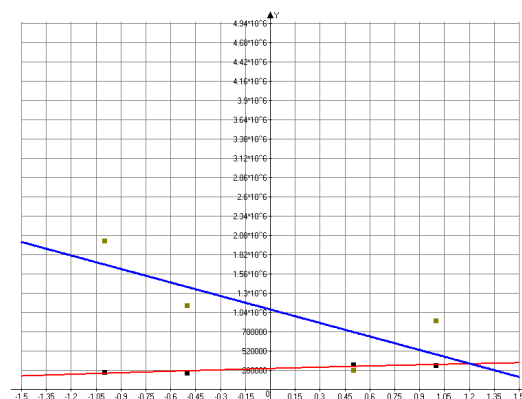


Рисунок 0.5 – Залежності радіальних і окружних моментів від відносної частоти прецесії $\omega=209$

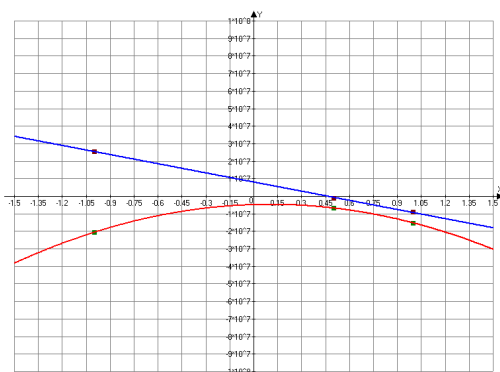


Рисунок 3.7 – Залежність радіальних і окружних сил від відносної частоти $06\omega=105$

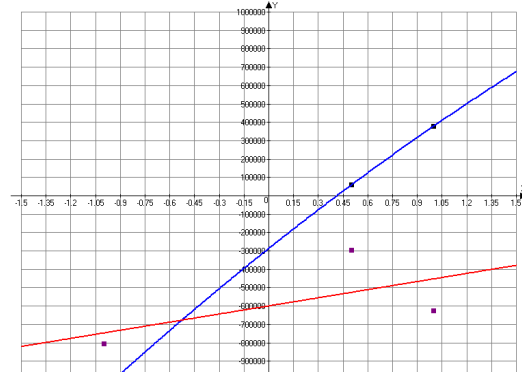


Рисунок 3.8 – Залежності радіального і окружного моментів від відносної частоти $\omega=105\ 07$

3.2 Аналіз впливу величини ексцентриситету

Графічне порівняння радіальних і окружних сил і моментів для ущільнень з ексцентриситетами наведено на рисунку 3.9. $e = 33$ і $e = 80$ мкм ($e/H = 0,33$ та $e/H = 0,8$)

Порівнюючи коефіцієнти, можна сказати, що при досить великому ексцентриситеті коефіцієнт прямої жорсткості значно перевищує його значення при невеликому ексцентриситеті. Коефіцієнти демпфірування і перехресної жорсткості, навпаки, більше у ущільнювача з низьким ексцентриситетом. Це пов'язано з тим, що товщина плівки в цих випадках різна, тому при більшій товщині плівки її демпфіруючі властивості виражені сильніше, ніж жорсткість, і навпаки.

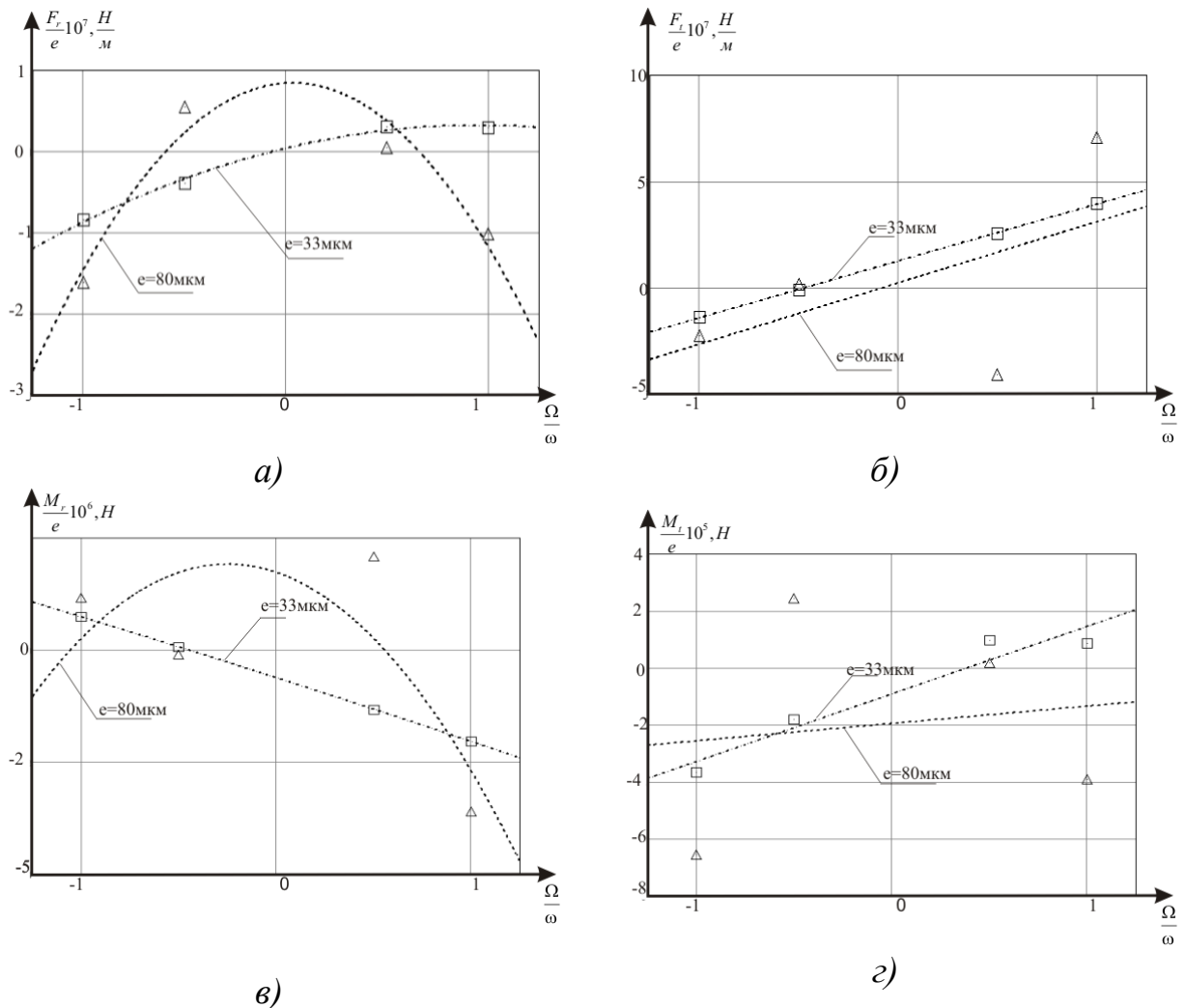


Рисунок 3. 8 – Графічне порівняння радіальних і окружних сил а), б) і радіальних і окружних моментів в), з)

3.3 Верифікація моделей турбулентності і параметрів сітки

Проведено порівняння моделей турбулентної течії і досліджено їх вплив, і вплив точності побудови скінченно-об'ємної сітки (параметра співвідношення розмірів граней Aspect ratio і координати першого пристінкового вузла y^+) на коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

Розглядалося дві моделі турбулентної течії, та SST. Звісно, що стандартні та моделі турбулентності мають як переваги так і недоліки. Модель перенесення зсувного напруження (SST) комбінує в собі кращі властивості цих двох моделей. Так – модель набагато краще описує потік біля стінок, ніж модель турбулентності, в якій характеристики потоку не на стільки залежить від сітки.

Отримані результати свідчать про те, що гідродинамічні сили і моменти, що виникають в довгому шпаринному ущільненні змінюються в залежності від якості скінченно-об'ємної сітки, і від типу моделі турбулентності. Так при однакових параметрах сітки модель турбулентності дає значення сил і моментів, що значно перевищують сили і моменти при використанні моделі, якщо якість скінченно-об'ємної сітки не відповідає вимогам, що ставляться при використанні моделі турбулентності. Так відмінність між радіальними силами та окружними моментами різних моделей перевищує в 3 рази, а між окружними силами та радіальними моментами існує різниця у півтора рази. При використанні якісної сітки, результати обчислень різняться не так суттєво.

В той же час зміна якості сітки не так суттєво впливає на результати при використанні моделі турбулентності. Для порівняння впливу точності побудови сітки на результати розрахунків було побудовано модель, яка більш менш точно описує течію в зазорі. Результати розрахунків приведено в таблицях 3.3,3.4.

Таблиця 3.3 – Значення гідродинамічних сил і моментів при використанні SST моделі турбулентності

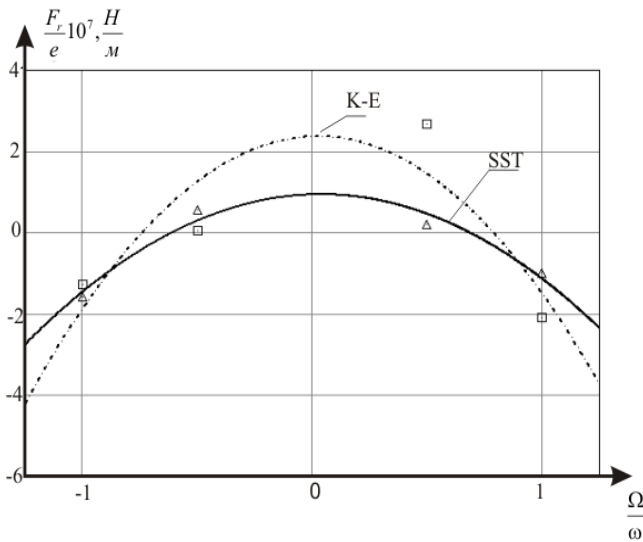
| Aspect ratio | $\frac{\Omega}{\omega}$ | F_r, H | F_t, H | $M_r, H \cdot m$ | $M_t, H \cdot m$ |
|--------------|-------------------------|----------|----------|------------------|------------------|
| y^+ | | | | | |
| 2986,1 | 1 | -4403,72 | -2783,38 | 115,399 | -177,589 |

| | | | | | |
|----------|------|----------|----------|----------|----------|
| 3,9 | 0,5 | 1190,24 | 78,3331 | -4,89375 | 49,0163 |
| | -0,5 | 1488,64 | -5696,24 | 232,612 | 61,1781 |
| | -1 | -4128,31 | 8962,03 | -361,767 | -164,91 |
| 1491,7 | 1 | -4136,19 | -2985,75 | 122,362 | -166,64 |
| | 0,5 | 1145,73 | 59,1178 | -3,95524 | 47,238 |
| 6,9 | -0,5 | 1289,57 | -5634,22 | 229,777 | 53,3656 |
| | -1 | -4123,37 | 8752,17 | -355,013 | -164,95 |
| 745,6 | 1 | -3840,29 | -2852,22 | 117,147 | -154,648 |
| | 0,5 | 1067,79 | 71,2234 | -4,48041 | 43,9096 |
| 11,9 | -0,5 | 1031 | -5336,79 | 217,244 | 42,7598 |
| | -1 | -3699,34 | 8488,45 | -346,58 | -147,578 |
| 101038.1 | 1 | -1015,53 | -23,9804 | 1,16631 | -43,4649 |
| | 0,5 | 32,344 | 103,443 | -8,49787 | 2,11123 |
| 0,3 | -0,5 | 2134,04 | -1167,08 | 49,3982 | 85,8194 |
| | -1 | -1681,89 | 95,5886 | -2,77198 | -67,3834 |

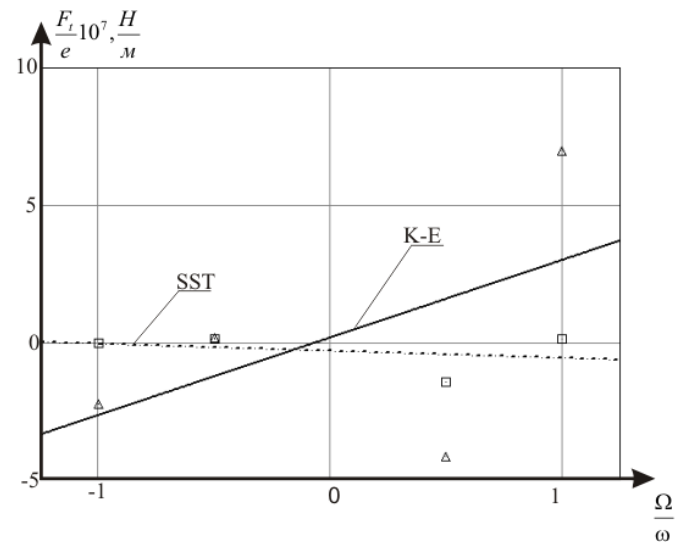
Таблиця 3.4 – Значення гідродинамічних сил і моментів при використанні $k - \varepsilon$ моделі турбулентності

| <i>Aspect ratio</i> | $\frac{\Omega}{\omega}$ | F_r, H | F_t, H | $M_r, H \cdot m$ | $M_t, H \cdot m$ |
|---------------------|-------------------------|----------|----------|------------------|------------------|
| y^+ | | | | | |
| 2986,1 | 1 | -1272,65 | -1799,06 | 74,6715 | -51,6928 |
| | 0,5 | 446,398 | 125,121 | -6,10732 | 19,5928 |
| 2,3 | -0,5 | 154,009 | -3332,23 | 136,604 | 6,33231 |
| | -1 | -804,353 | 5576,25 | -226,877 | -30,9621 |
| 1491,7 | 1 | -1288,75 | -1802,29 | 74,792 | -52,3537 |
| | 0,5 | 443,683 | 120,484 | -5,87505 | 19,4806 |
| 4,9 | -0,5 | 39,6859 | -3261,64 | 133,439 | 1,50482 |
| | -1 | -807,875 | 5654,63 | -230,151 | -31,1746 |
| 745,6 | 1 | -1312,48 | -1831,39 | 75,8494 | -53,2245 |
| | 0,5 | 449,473 | 104,017 | -5,15122 | 19,7045 |
| 10,9 | -0,5 | 40,2274 | -3311,92 | 135,479 | 1,45424 |
| | -1 | -790,093 | 5738,75 | -233,765 | -30,5518 |

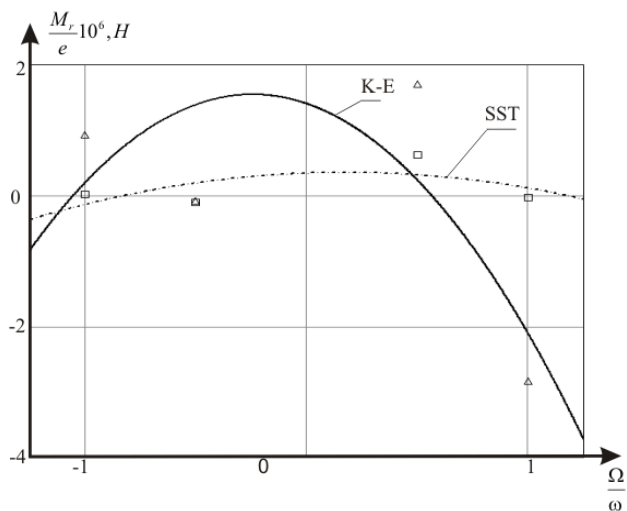
| | | | | | |
|------|------|----------|----------|----------|----------|
| 198 | 1 | -1394,81 | -1941,6 | 80,1011 | -56,3556 |
| | 0,5 | -810,437 | -86,6959 | 4,33398 | -34,1029 |
| 46.7 | -0,5 | -386,139 | 3644,31 | -148,318 | -15,1191 |
| | -1 | -813,39 | 6181,99 | -251,077 | -31,0644 |



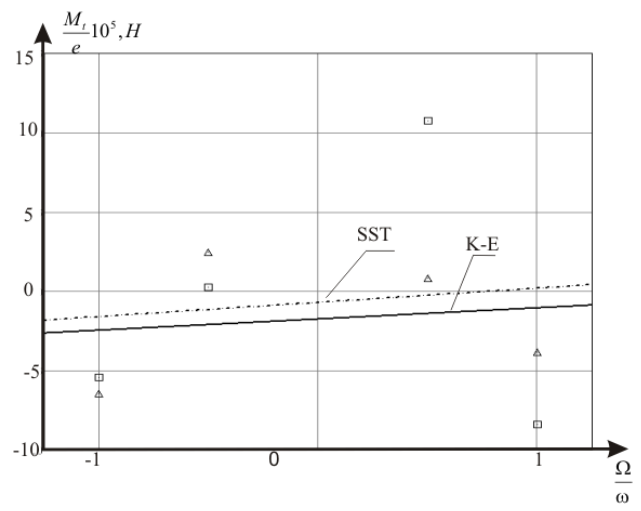
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.10 – Графічне порівняння радіальних та окружних сил а), б) і моментів в), г) для різних моделей турбулентності

Як видно з рисунку 3.10 використання різних моделей турбулентності призводить до відмінностей між результатами розрахунків, що значно впливатиме на аналіз динаміки ротора відцентрового насоса.

Порівнюючи результати розрахунків, бачимо що відмінність результатів при використанні $k-\varepsilon$ моделі турбулентності не на стільки сильно залежать від точності побудови сітки в моделі ущільнення. Із рисунку 3.11 видно, що результати розрахунків на моделях з параметром $Aspect\ ratio=198$ (лінія - 2) та $Aspect\ ratio=1491,7$ (лінія - 1), який є основною характеристикою при побудові сіткової моделі ущільнення і характеризує точність побудови сітки, відрізняються не надто сильно.

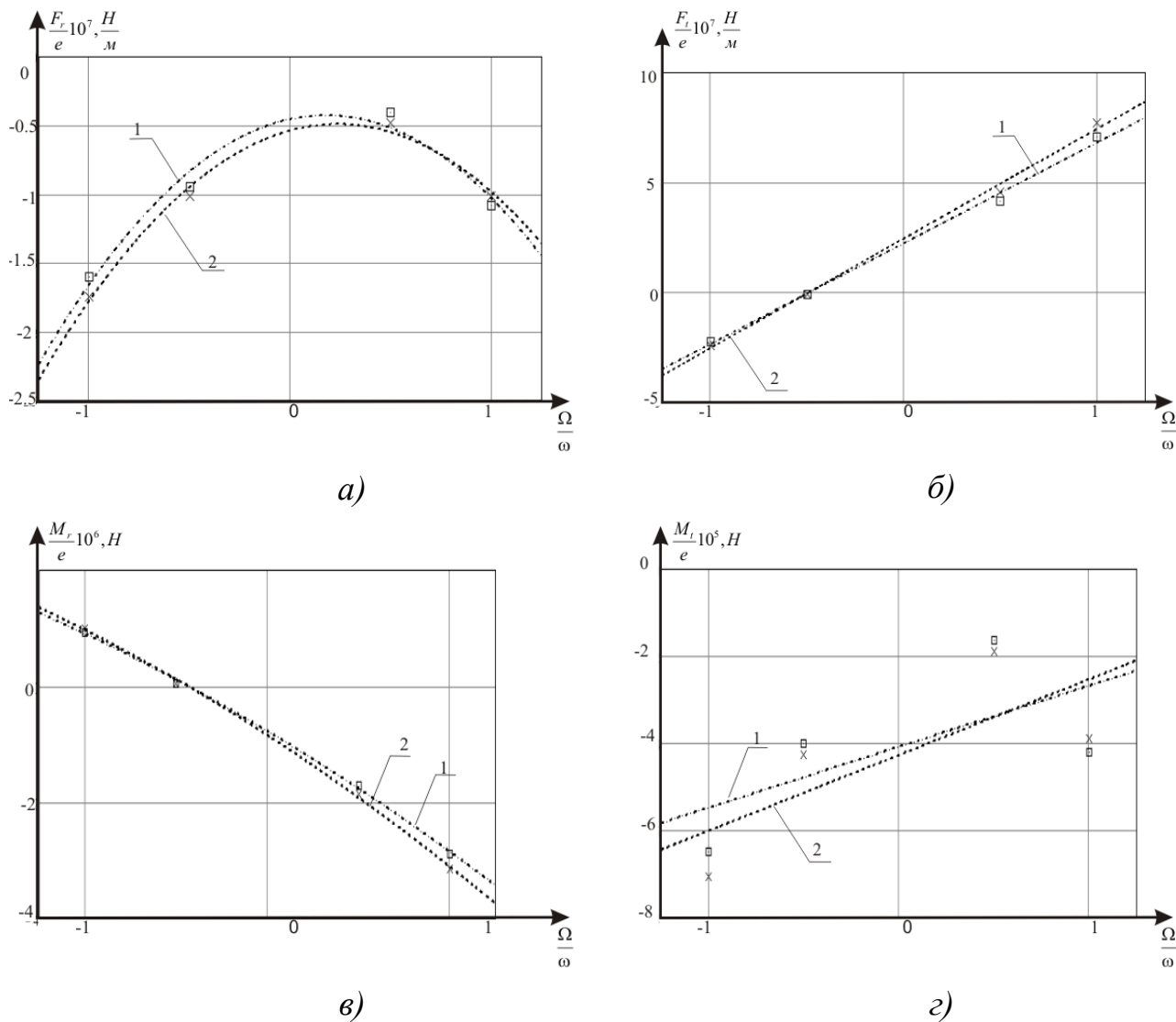


Рисунок 3.11 – Графічні залежності радіальної і окружної сил а), б) і моментів в), з) від співвідношення $\frac{\Omega}{\omega}$

3.4 Визначення впливу закрутки потоку на динамічні характеристики ущільнення-опори

Проводилось визначення впливу закрутки потоку на вході в ущільнення на гідродинамічні сили та моменти, що виникають в зазорі ущільнення. Відносна закрутка потоку на вході в ущільнення дорівнювала $u/R\omega = 0,25, 0,5, 0,75$.

Розглядалися дві моделі ущільнення з відносним ексцентриситетом осі вала і втулки $\tilde{e} = e/H = 0,33; 0,8$.

На рисунках 3.12, 3.13 представлено порівняння гідродинамічних сил і моментів від відносної закрутки на вході в ущільнення при відносних ексцентриситетах $\tilde{e} = 0,8$ і $\tilde{e} = 0,33$.

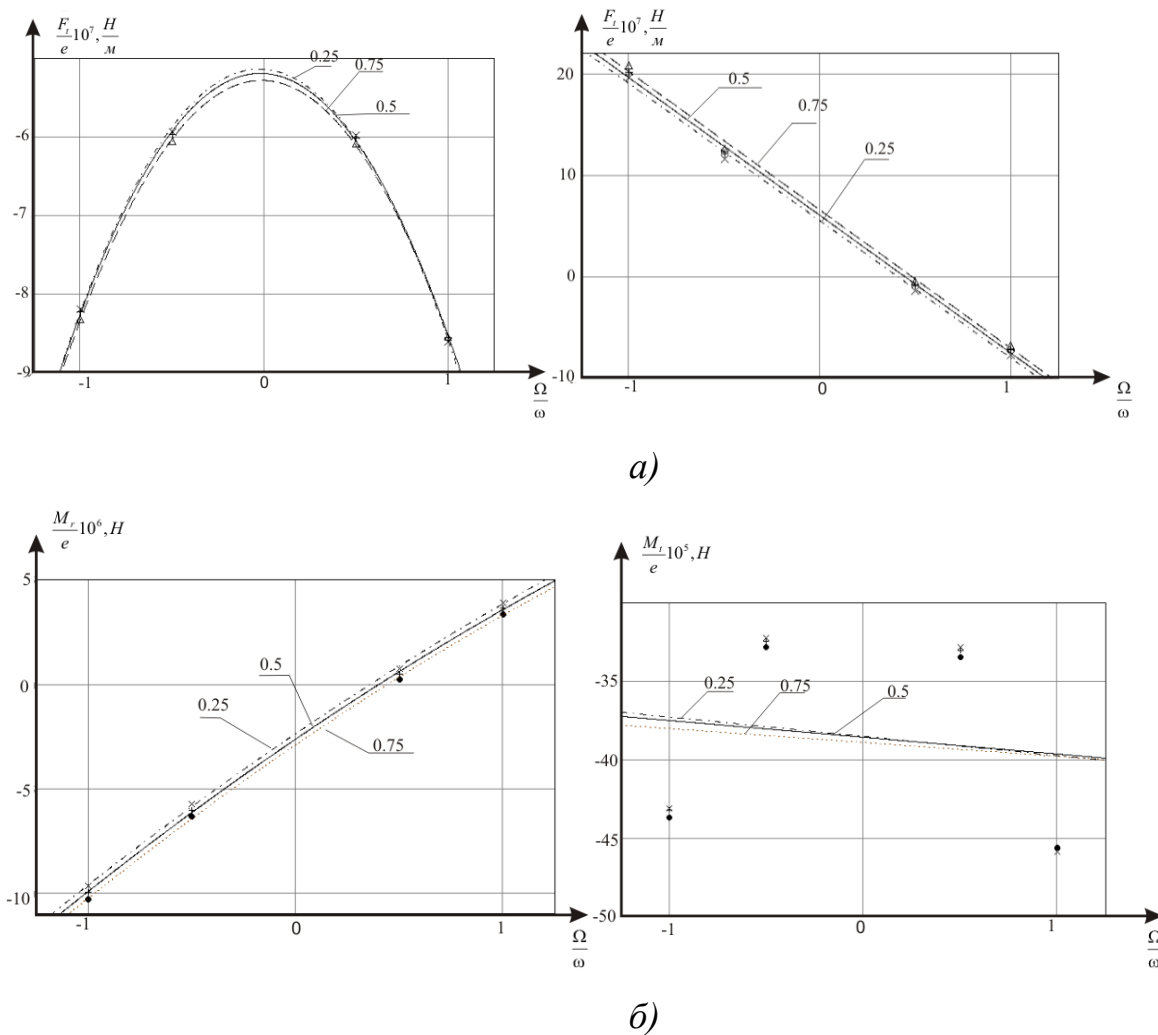


Рисунок 3.12 - Графічна залежність гідродинамічних сил а) і моментів б) від

співвідношення $\frac{\Omega}{\omega}$ при відносному ексцентриситеті $\tilde{e} = 0,8$

Аналіз рисунків 3.12, 3.13 показує, що закрутка потоку на вході більш суттєво впливає на значення гідродинамічних сил і моментів в ущільненні з малим ексцентриситетом, порівняно з ущільненням з більшим ексцентриситетом.

Порівняльні характеристики коефіцієнтів жорсткості та демпфірування при різній закрутці потоку на вході в ущільнення для різних ексцентриситетів осі вала та осі втулки зображені на рисунку 3.14. Порівнюючи дані характеристики можна зробити висновок, що відмінність між коефіцієнтами є суттєвою і цей факт треба обов'язково враховувати при розрахунку динаміки ротора з ущільненнями опорами. Також не треба забувати, що режими пуску і сталого режиму роботи ротора у цих ущільненнях опорах суттєво відрізняються.

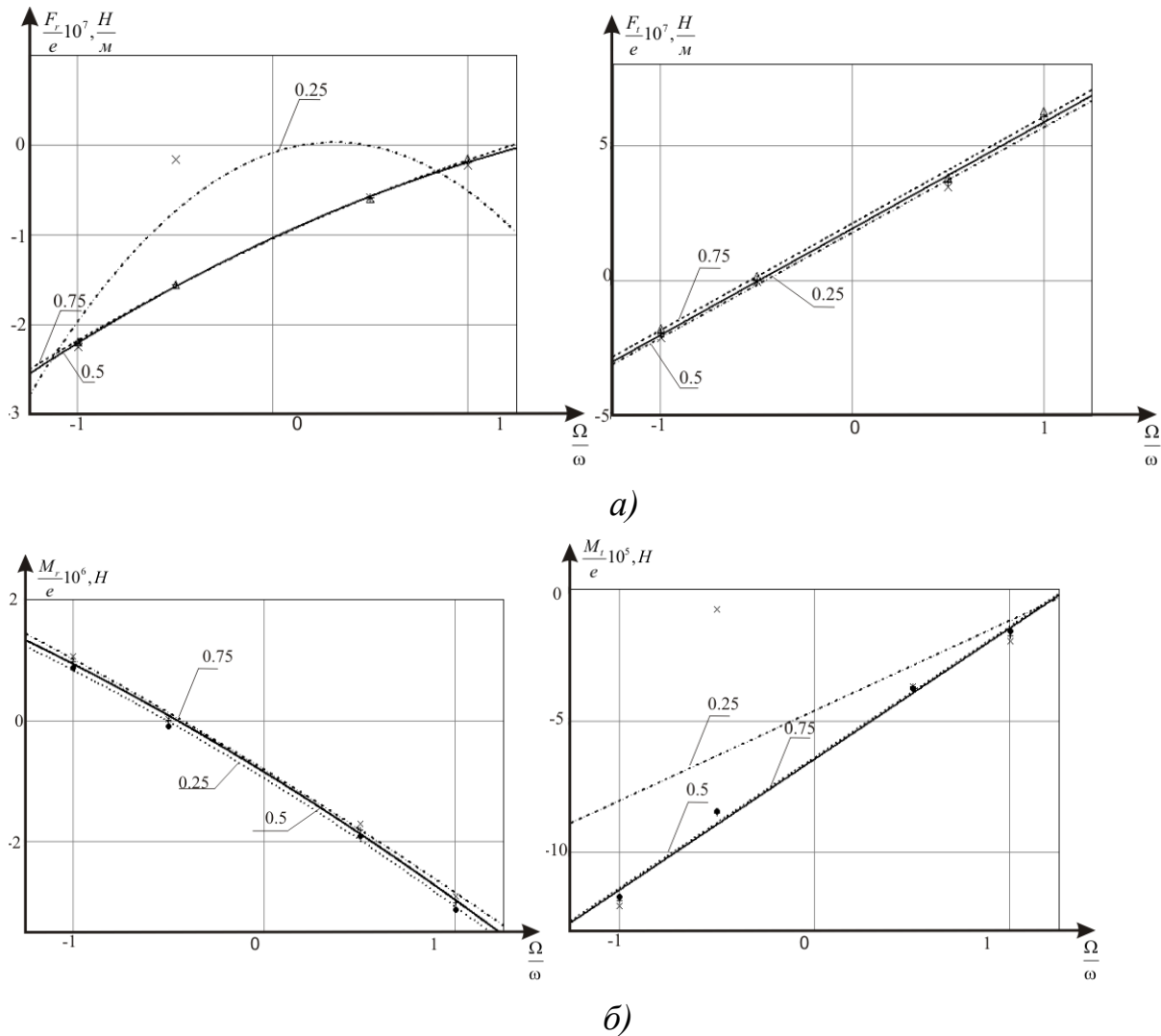


Рисунок 3.13 - Графічна залежність гідродинамічних сил *a)* і моментів *б)* від співвідношення $\frac{\Omega}{\omega}$ при відносному ексцентриситеті $\tilde{e} = 0,33$

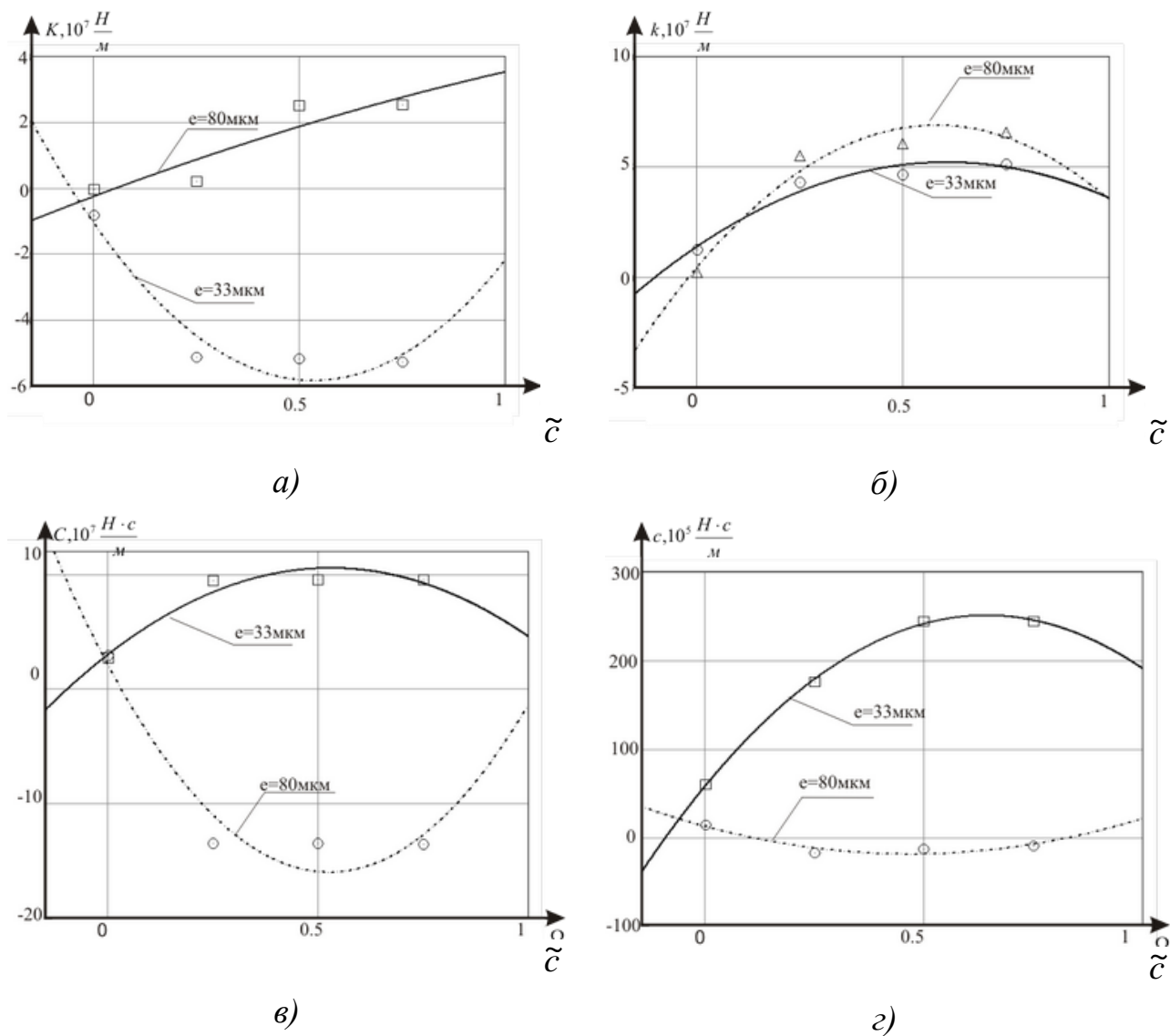


Рисунок 3.14 - Графічна залежність коефіцієнтів прямої і перехресної жорсткості а), б) та прямого і перехресного демпфірування в), з) від коефіцієнта відносної закрутки потоку на вході в ущільнення

3.5 Висновки

1. Визначено вплив геометричних співвідношень L/D , e/H і коефіцієнта відносної закрутки потоку \tilde{c} на вході на гідродинамічні сили і моменти, жорсткість і демпфірування та характер течії у шпаринному ущільненні-опорі. Ці фактори є суттєвими і їх необхідно враховувати при аналізі динаміки ротора відцентрових насосів з ущільненнями-опорами.

2. Виконана верифікація моделей ущільнень-опор за допомогою порівняння результатів розрахунків з існуючими експериментальними даними, порівняння різних моделей турбулентності ($k-\varepsilon$ і SST) та параметрів скінченно-об'ємної сітки ($Aspect\ ratio$ і y^+). Причому SST модель турбулентності більш точно описує течію рідини у ущільненні-опорі, однак потребує значно кращої сітки у приграничному шарі.

3. Визначено, що режими пуску і сталого режиму роботи ротора у ущільненнях-опорах суттєво відрізняються. Ущільнення мають різні гідродинамічні характеристики, а це необхідно враховувати при оцінці вібраційного стану відцентрового насоса.

4. Визначено, що у якості ущільнень-опор потрібно використовувати "довгі" шпаринні ущільнення, при розрахунку яких необхідно враховувати, як осьову, так і окружну течію.

4 Розрахункове дослідження витратних та динамічних характеристик пристрою осьового і радіального врівноваження ротора відцентрового насоса

4.1 Експеримент та пропозиція альтернативної конструкції безвального насоса

Представлений насос (Рисунок 4.1) є найменшим насосом в серії багатовступінчастих відцентрових насосів з диском, що знімає осьове зусилля. Розроблений у 1970-х роках з урахуванням гірничодобувної та енергетичної промисловості, він успішно використовується в підземних шахтах, електростанціях і теплоелектростанціях. За час експлуатації насос модернізували з урахуванням зауважень користувачів. Крім заходів, спрямованих на підвищення ефективності, модернізовано та оптимізовано конструктивні вузли, що відповідають за часті ремонти. Особливо схильні до швидкого зносу і пов'язаних з цим простоїв елементи несучого диска, який пропрацював лише 200 годин у найважчих умовах. У насос також внесено корективи в геометричні розміри проточних систем (роторів і відцентрових напрямних), пристосовавши параметри насосів до фактичних параметрів роботи в шахтах .

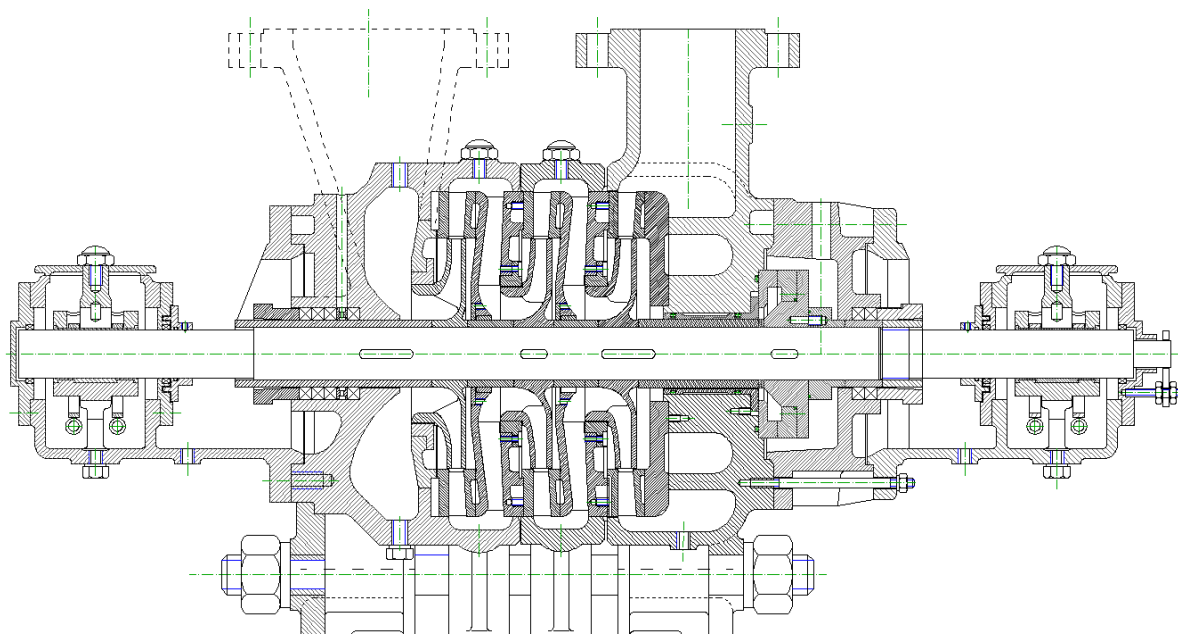


Рисунок 4.1 – Стендовий зразок насоса

Будівельно-дослідницькі роботи, описані в статті, були спрямовані на ліквідацію одного з підшипників (Рис. 4.2) і передачу функції підшипника гніздам в насосі.

Рисунок 4.2 – Конструкція насоса після змін (без 1 підшипника)

Зокрема, прорізи шийки ротора, прорізи між ступенями та прорізи барабанної системи диска, що знімає осьове зусилля. Застосування розвантажувального диска з гнучким стопорним кільцем дозволило зменшити витрату води на виході з розвантажувальної системи при збереженні стабільної роботи насоса. Зміни багатоваріантної конструкції були перевірені в лабораторних випробуваннях, і представлені результати є результатом багатомісячної успішної роботи (Рис.4.3).

Представлений насос працює зі швидкістю обертання $n=3000$ об/хв зі змінними параметрами, що впливають з кількості використовуваних ступенів. Саме відносно висока частота обертання забезпечує стабільну роботу насоса при використанні підшипників в гідравлічних зазорах з використанням ефекту Ломакіна. Більш висока швидкість обертання пов'язана зі зниженням всмоктувальної потужності насоса по відношенню до роботи насосів зі швидкістю $n=1500$ об/хв.

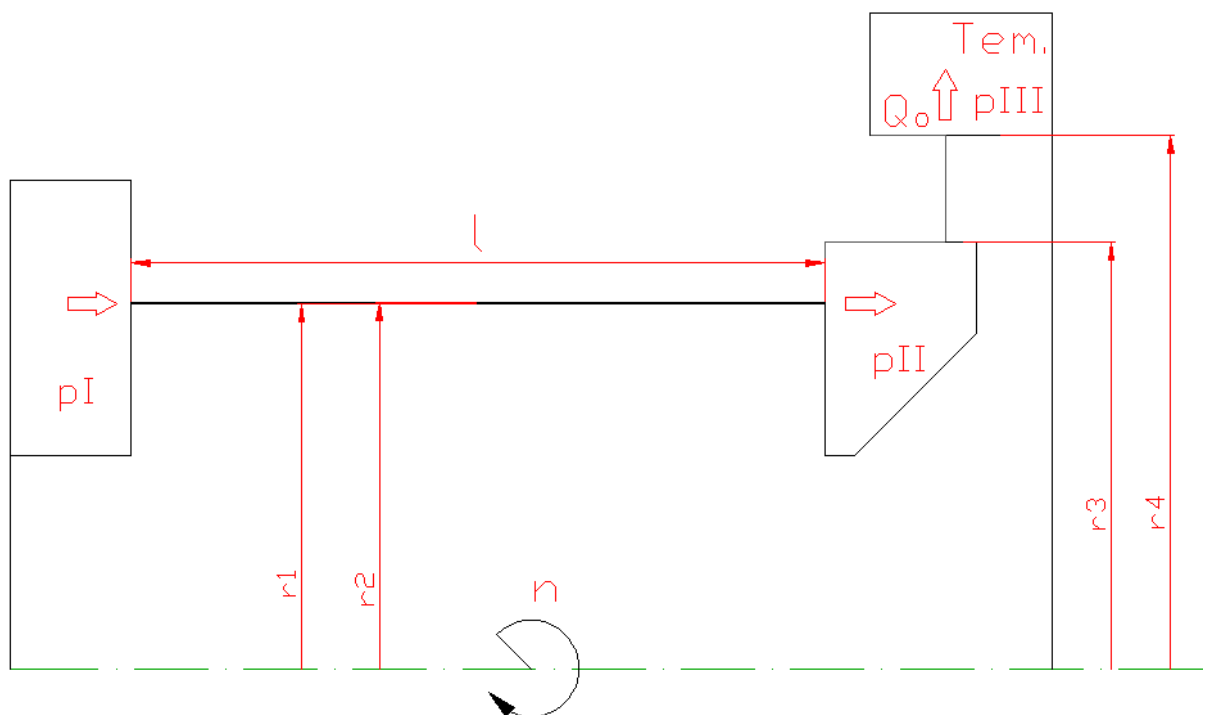


Рисунок 4.4 - Осьовий шліц і рельєфний диск.

На практиці це означає, що необхідно забезпечити приплив, щоб уникнути кавітації в насосі. Зміна довжини вала та додавання або віднімання рівних ступенів насоса: доцентрової напрямної, робочого колеса та відцентрової напрямної дозволяє збільшити напір. Зі збільшенням висоти підйому збільшується осьова сила і змінюються розміри диска, що її розвантажує. Відсутність підшипника ковзання збоку розвантажувального диска значно спрощує конструкцію та усуває потребу в другому ущільненні в насосі. Ущільнення, що залишилося, зазвичай працює у вакуумі при стабільній роботі насоса. Це може спричинити засмоктування повітря в перекачувану воду, яка виділяється в потік у трубопроводі у вигляді бульбашок. Це явище шкодить компонентам самого насоса, але діє як амортизатор у випадках гідродару.

Рисунок 4.5 - Геометрія шліца

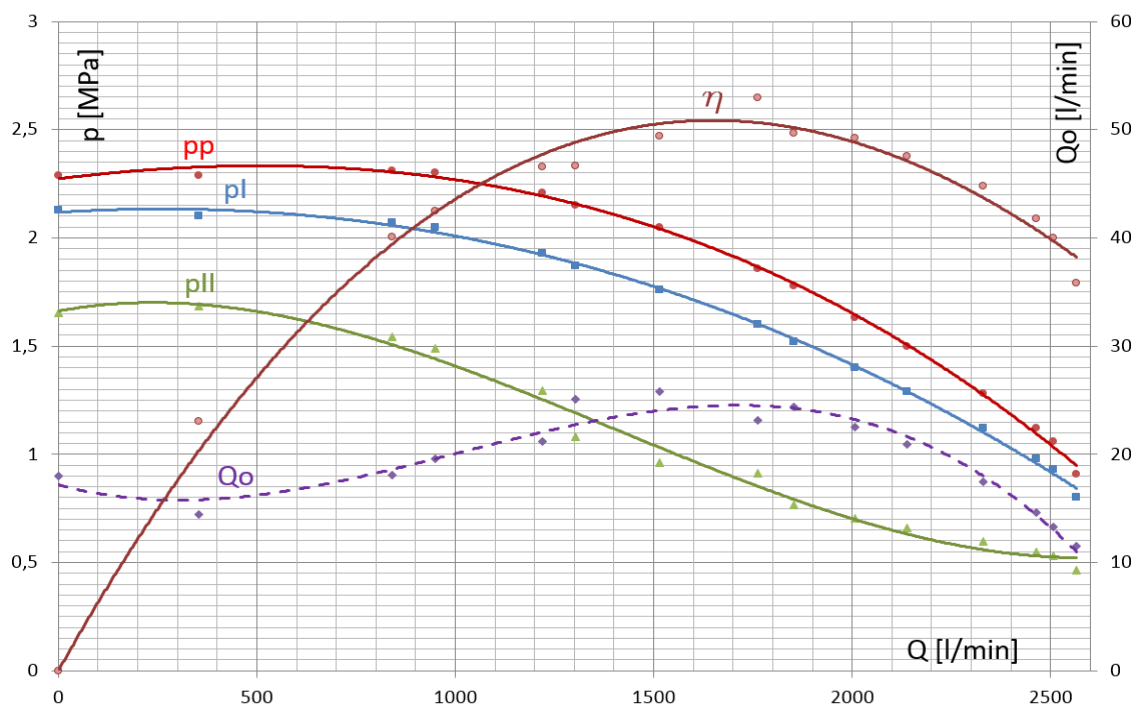


Рисунок 4.6 - Результати вимірювання тиску в досліджуваному насосі

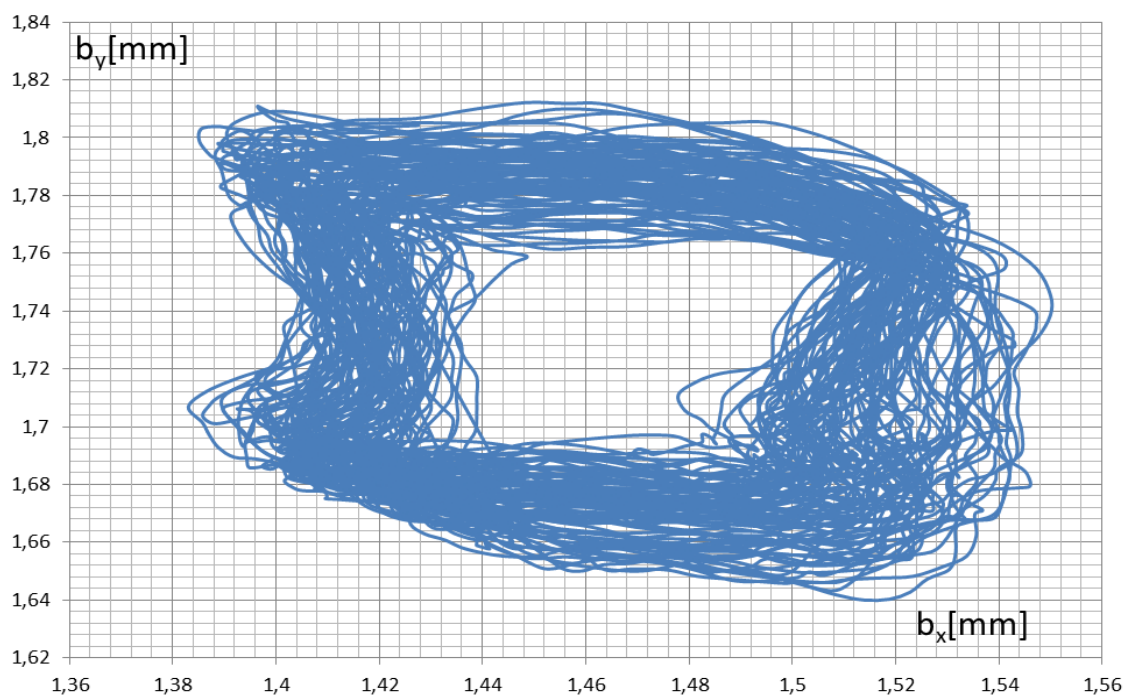


Рисунок 4.7 - XY переміщення для $Q=0$ [л/хв]

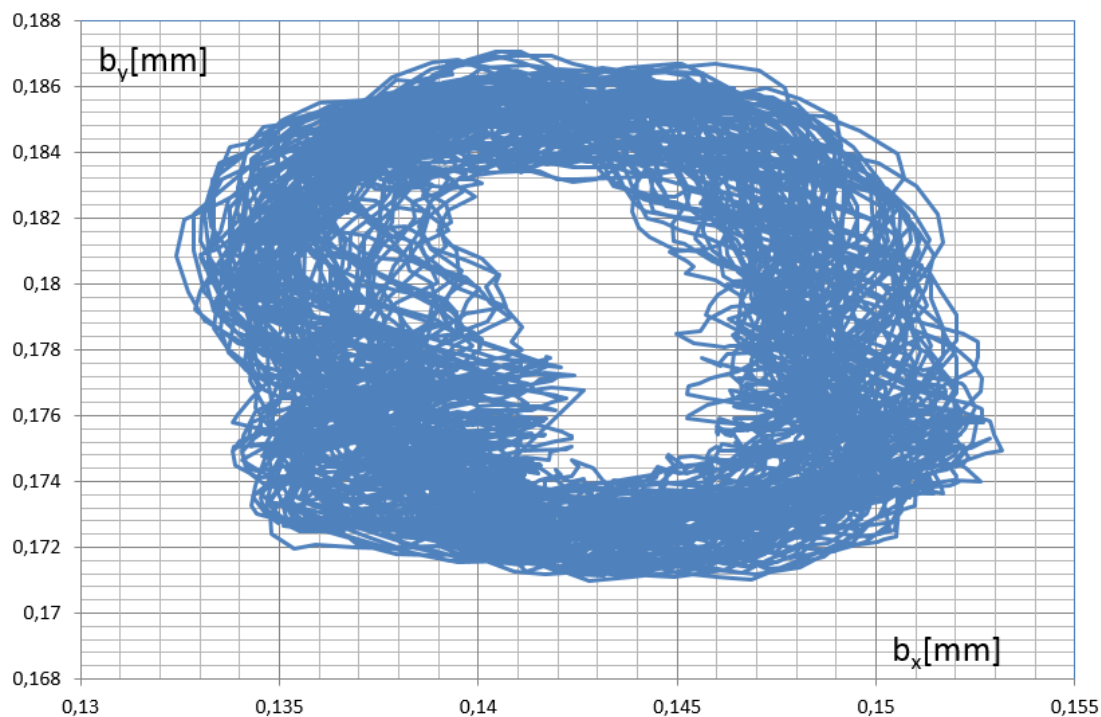


Рисунок 4.8 - XY переміщення для $Q=936$ [л/хв]

Рисунок 4.9 - XY переміщення для $Q=1575$ [л/хв]

Рисунок 4.10 - XY переміщення для $Q=2425$ [л/хв]

Рисунок 4.11 – Сітка ущільнення

Параметри розрахункової області при витраті насосу $Q=0$ л/хв

| | |
|---|---------|
| Вхідний тиск $p_1 (p_{in})$, МПа | 2,12 |
| Тиск на виході з циліндричної щілини p_{II} , МПа | 1,66 |
| Тиск на виході $p_{III} (p_{out})$, кПа | 262,39 |
| Частота обертання роторної частини ω , рад/с | 314,16 |
| Частота прецесії роторної частини $\Omega (om)$, рад/с | 314,16 |
| Ексцентриситет $e (ez1)$, мм | 0,05 |
| Торцевий зазор $h_{ax} (GAP)$, мм | 0,0905 |
| Радіальний зазор $h (CLEARANCE)$, мм | 0,305 |
| Осьова сила, що діє на роторну частину $T (FFlow)$, Н | 31220 |
| Окружна сила $F_t (f_y)$, Н | -255,17 |
| Радіальна сила $F_r (f_z)$, Н | -28331 |
| Витрати на виході $Q_o(Q)$, л/мин | 27,44 |

Параметри розрахункової області при витраті насосу $Q=2425$ л/мин

| | |
|---|---------|
| Вхідний тиск $p_1 (p_{in})$, МПа | 0,98 |
| Тиск на виході з циліндричної щілини p_{II} , МПа | 0,67 |
| Тиск на виході $p_{III} (p_{out})$, кПа | 70 |
| Частота обертання роторної частини ω , рад/с | 314,16 |
| Частота прецесії роторної частини $\Omega (om)$, рад/с | 314,16 |
| Ексцентриситет $e (ez1)$, мм | 0,04 |
| Торцевий зазор $h_{ax} (GAP)$, мм | 0,1 |
| Радіальний зазор $h (CLEARANCE)$, мм | 0,305 |
| Осьова сила, що діє на роторну частину $T (FFlow)$, Н | 12862 |
| Окружна сила $F_t (f_y)$, Н | -160,25 |
| Радіальна сила $F_r (f_z)$, Н | -11007 |
| Витрати на виході $Q_o(Q)$, л/мин | 40,88 |

Рисунок 4.12 - Поле тиску та лінії струму (витрата насоса $Q=0$ л/хв)

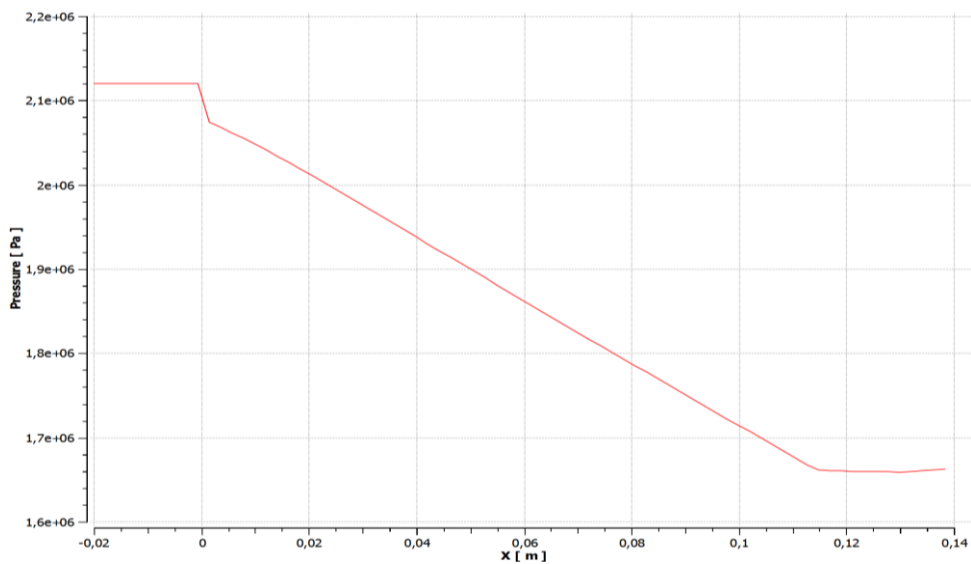


Рисунок 4.13 - Розподіл тиску по довжині циліндричної щілини
(Витрата насоса $Q=0$ л/хв)

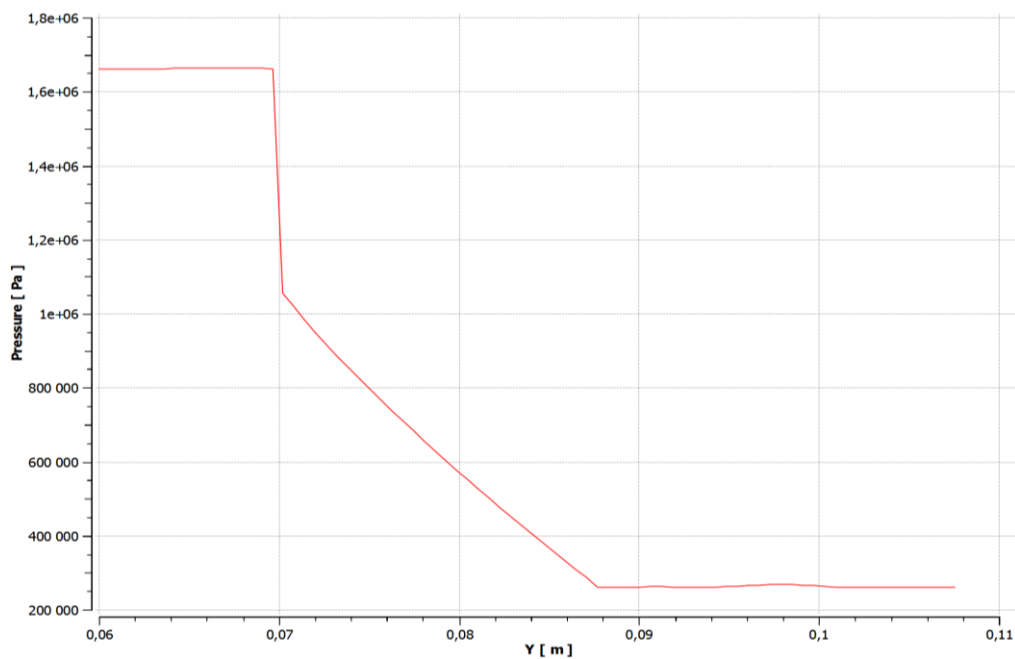


Рисунок 4.14 - Розподіл тиску по довжині торцевої щілини
(Витрата насоса $Q=0$ л/хв)

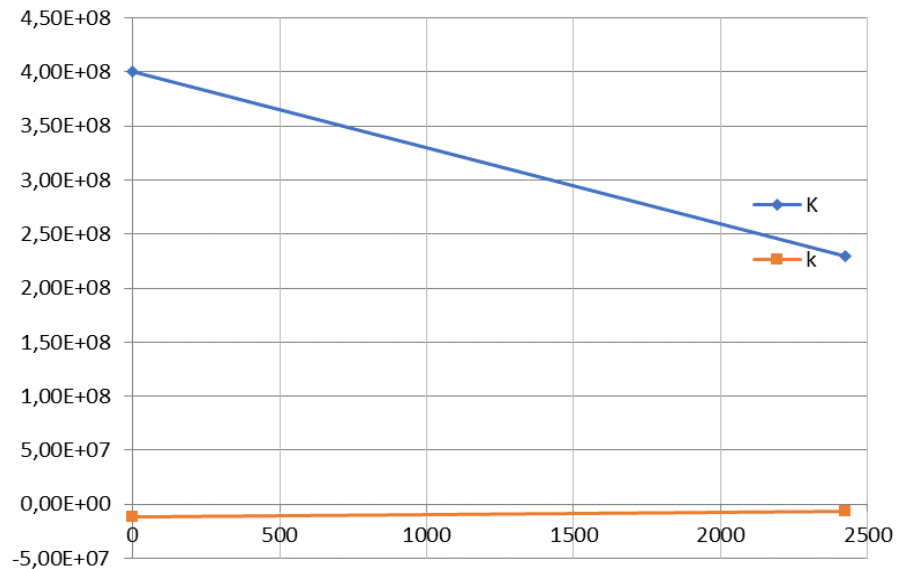


Рисунок 4.15 - Залежність прямої K та перехресної k жорсткості від витрати насоса

5 Числовий розрахунок гідродинаміки конструкції безвального насоса з ущільненнями-опорами з гідростатичним і гідродинамічним розвантаженням вала

5.1 Нова конструкція карданного магнітного насоса

В результаті запропонована нова конструкція карданного магнітного насоса (рис.5.1), відмінною особливістю якого є те, що торсіон б приводиться в обертання електромагнітом 4. Радіальні сили врівноважуються комбінованим гідростатодинамічним ущільненням 3 і кільцевими ущільненнями 1 робочого колеса 5 за рахунок ефекту Ломакіна. Осьове врівноваження відбувається за допомогою осьового гідростатичного врівноважувального пристрою 2. Під час пуску насоса, ущільнення-опора 3 виконує функції повноохоплюючого гідродинамічного підшипника. При роботі в окружну канавку ущільнення подається тиск з нагнітання насоса. Конструкційний зазор між валом і втулкою становить 0,1 мм. Деталі підшипників повинні бути виготовлені з антифрикційних матеріалів. Торсіонне з'єднання з робочим колесом може виконуватися як за допомогою карданної шестерні, так і за допомогою сферичного з'єднання. З'єднання повинно мати

достатню осьову та радіальну рухливість, забезпечуючи самоцентрування робочого колеса в ущільненнях-опорах. Торсіон використовується лише для передачі крутного моменту. Для зменшення конструктивного зазору та поліпшення динамічних характеристик, ущільнення може мати плаваючу або напівплаваючу конструкцію.

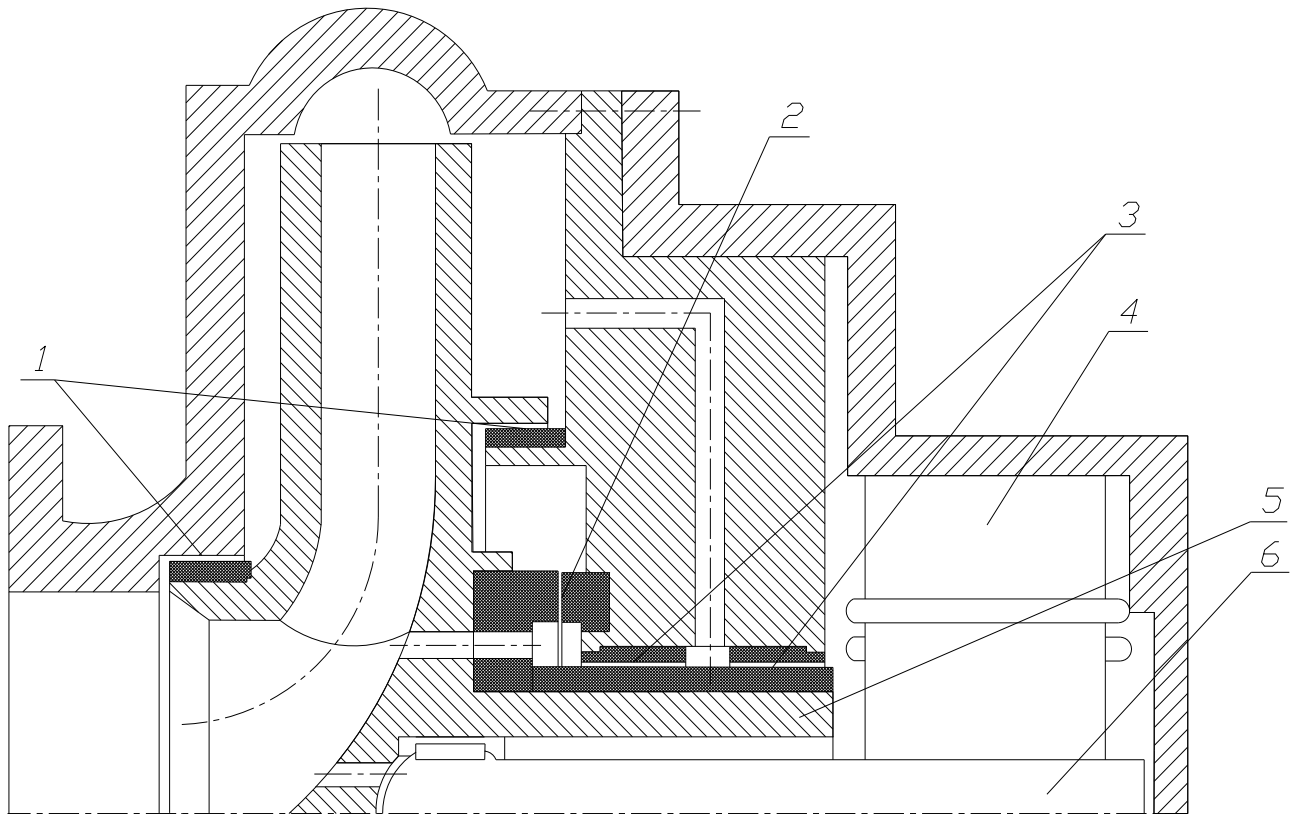


Рисунок 5.1 – Схема карданного магнітного насоса

1 - кільцеві ущільнення робочого колеса, 2 - осьовий врівноважувальний пристрій, 3 - комбіноване гідростатодинамічне кільцеве ущільнення, 4 - електромагніт, 5 - робоче колесо, 6 - торсіон

На рисунку 5.2 а, б наведено приклад розрахунку робочого колеса насоса в програмі Ansys CFX (контури тиску та лінії току) із наступними параметрами та розмірами:

Частота обертання $n = 3500$ об/хв,

Об'ємна втрата - 135 м³/год,

Напір - 153 м,

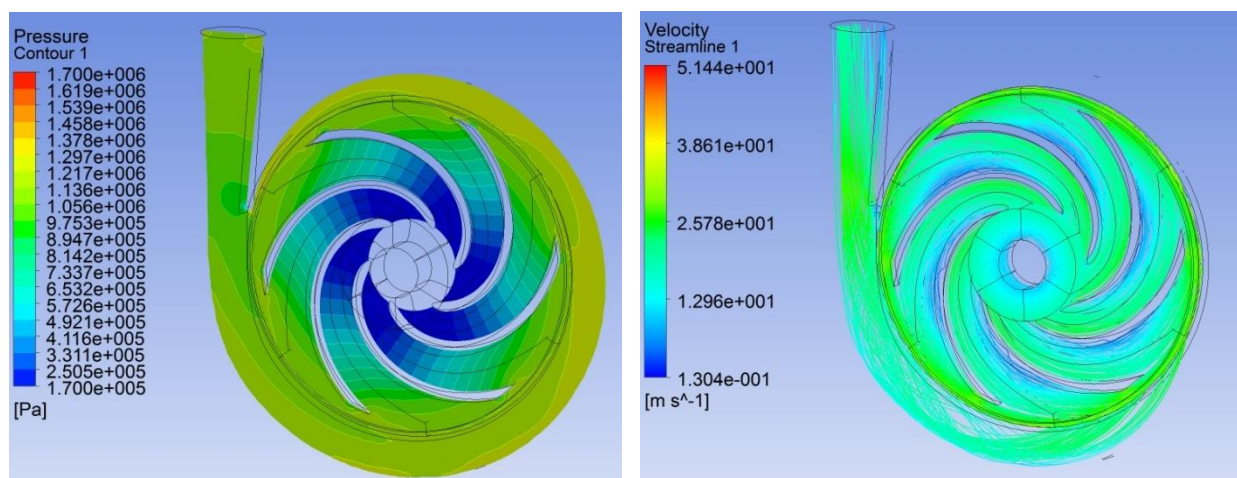
Кількість лопаток - 6,

$Nq = 16,2$,

Потужність (кВт) - 69,9,

$D_2 = 279,1$ мм,

$b_2 = 11,9$ мм.



а)

б)

Рисунок 5.2 – Поле тиску а) та лінії швидкості б) в насосі

Радіальне зусилля F_r для насосів зі спіральним корпусом розраховане за формулами

$$F_r = K_r \cdot b_2 \cdot D_2 \cdot p_t \quad (1)$$

де: K_r - коефіцієнт радіальної сили,

b_2 - ширина робочого колеса, включаючи кришки дисків на виході,

D_2 - діаметр робочого колеса,

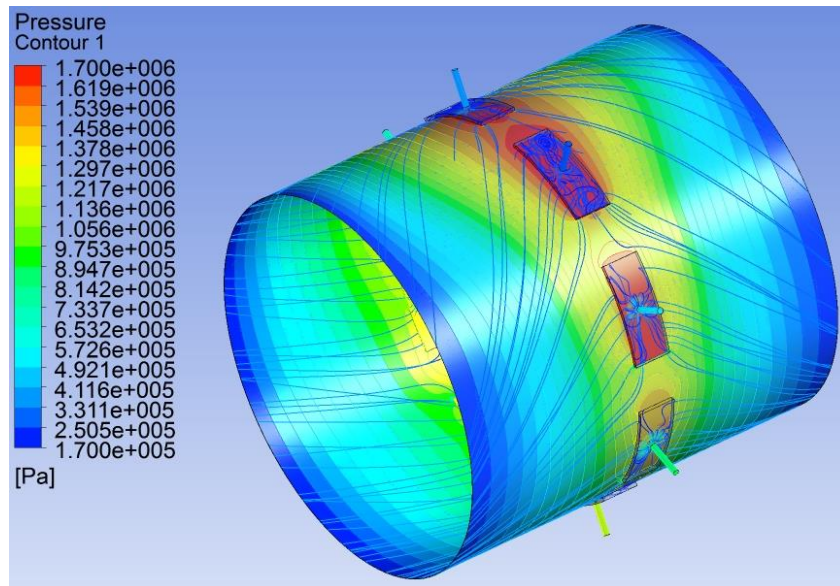
p_t - тиск подачі робочого колеса.

F_r - результуюча сила, що діє вертикально відносно валу, що виникає внаслідок змінного тиску по окружності робочого колеса проектованої вихідної поверхні робочого колеса, включаючи покривні диски. Радіальна сила може бути в межах від 600 до 2200 Н.

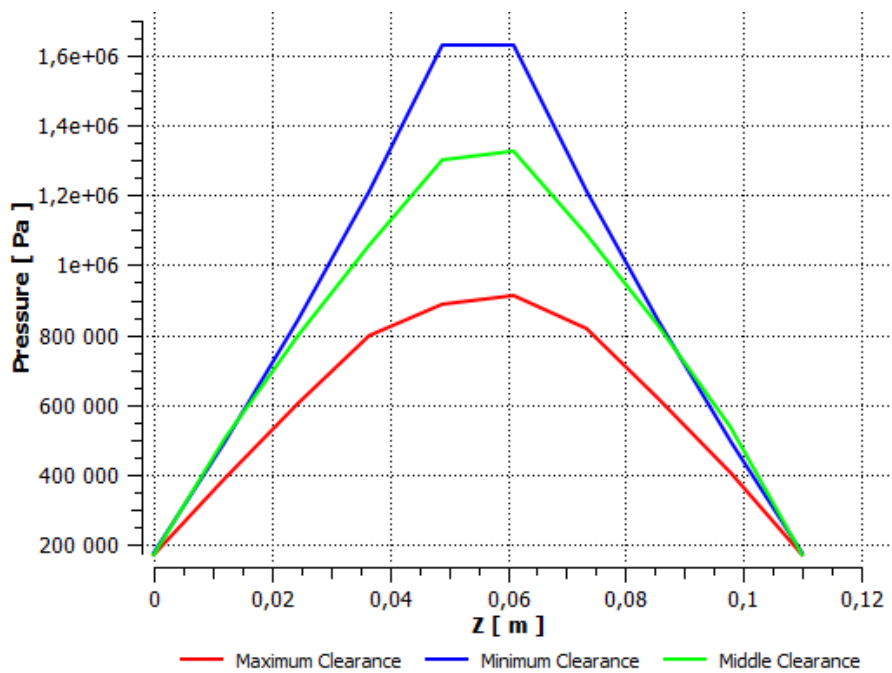
Результат розрахунку радіального гідростатодинамічного ущільнення-опори, показаний на рисунку 5.3. На рисунку 5.3 а показані профілі тиску та лінії току в зазорі. На рисунку 5.3 б показано розподіл тиску по довжині в різних частинах ущільнення-опори. Завдяки наявності дроселів тиск у місті максимального зазору в гідростатичних кишнях зменшується, виникає результуюча сила, яка компенсує

радіальне несиметричне навантаження на робоче колесо. Отже, коли зазор в ущільненні-опорі дорівнює 30 мкм, а діаметр дроселя 1,6 мм, результуюча сила при роботі насоса дорівнює 2985 Н. При пуску з зазором в ущільненні-опорі рівним 10 мкм, результуюча сила дорівнює 1291 Н.

Геометричні розміри: діаметр втулки $D = 100$ мм, довжина ущільнення-опори $L = 110$ мм, радіальний зазор $h = 0,1$ мм, ширина гідростатичних кишень $b = 10$ мм, глибина гідростатичних кишень $H = 2$ мм, кількість кишень $N = 8$.



a)

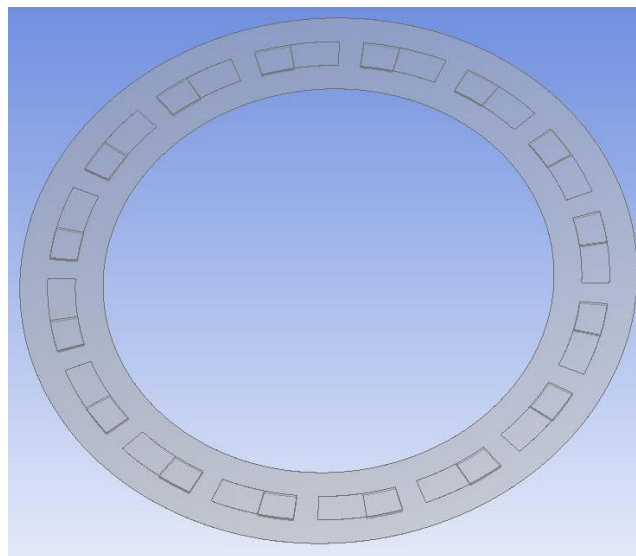


b)

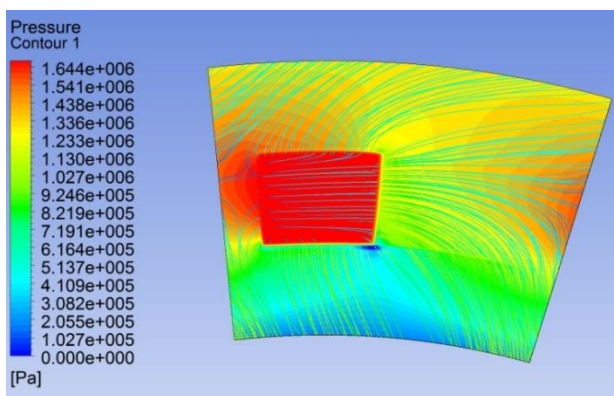
Рисунок 5.3 – Поле тиску і лінії швидкості (а) та профілі тиску (б) у комбінованому гідростатодинамічному кільцевому ущільненні-опорі

Геометрія торцевої поверхні та результати гідродинамічного розрахунку пристрою осьового врівноваження представлені на рис. 5.4, а, б, в. Поле тиску при осьовому зазорі 100 мкм і 10 мкм показано на рис. 2.17 б і в, відповідно. Осьова сила в зазорі дорівнює 13430 Н і 16940 Н відповідно.

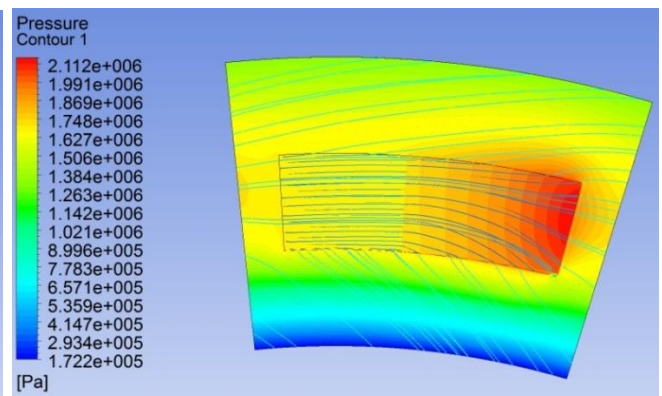
Геометричні розміри: внутрішній діаметр $D_i = 130$ мм, зовнішній діаметр $D_o = 178$ мм, кількість кішень та канавок $N = 16$, внутрішній діаметр кішень та канавок $D_{ipg} = 146$ мм, зовнішній діаметр кішень та канавок $D_{opg} = 164$ мм.



а)



б)



в)

Рисунок 5.4 – Геометрія (а) і поле тиску з лініями току в комбінованому гідростатодинамічному осьовому ущільненні-опорі з зазором 100 мкм (б) і 10 мкм (в)

5.2 Висновки

Представлена оригінальна концепція карданного насоса без підшипників. Основними недоліками цієї конструкції є зовнішній двигун, конструкція торцевого ущільнення та недостатні сили врівноважування та моменти, що виникають у кільцевих ущільненнях при пуску. Запропоновано нову конструкцію безвального насоса, таку як карданний магнітний насос з гібридними гідростатодинамічними кільцевими ущільненнями-опорами для осьового та радіального врівноважування робочого колеса. Наявність комбінованих гідростатодинамічних кільцевих ущільнень-опор дозволяє компенсувати невривноважені навантаження, які діють на робоче колесо.

ВИСНОВКИ

За результати проведеної роботи, можна зробити такі висновки:

1. Аналіз методів розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень показав, що для більш надійного прогнозування вібраційного стану турбомашин та розробки принципово нових конструкцій, що забезпечують економію енергії та перекачуваних продуктів, а також екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання необхідно застосування сучасних методів обчислювальної гідродинаміки та оптимізації технічних систем.

2. Виконано аналіз впливу геометричних та гідродинамічних параметрів довгого щілинного ущільнення на гідродинамічні сили та моменти, що виникають у кільцевому каналі ущільнення-опори.

3. Проведено аналіз впливу «коротких» та «довгих» щілинних ущільнень-опор. Довгі ущільнення мають більше переваг в порівнянні з короткими та відкриває широкі можливості для модернізації існуючого насосного обладнання та розробки нових моделей насосів.

4. Виконано розрахунок ущільнення-опори насоса ЦНС 90-1900. Отримано коефіцієнти жорсткості та демпфування для обліку впливу ущільнення на динаміку ротора відцентрового насоса.

5. Була запропонована нова концепція карданного насоса без підшипників, де в ролі підшипники виступає ущільнення опора, яка змащується за рахунок перекачуваного середовища і не потребує додаткових систем змащення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Reto Schöb. Centrifugal pump without bearings or seals. World Pumps, July 2002, pp. 2-5.
2. Robert Neumaier. Hermetic pumps: the ecological solution, centrifugal pumps and rotary displacement pumps. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1994. 593 p.
3. <http://magdrivepumps.org/advantages-disadvantages-mag-drive-mechanical-seal-pumps/>
4. <http://www.kthsales.com/website/vendors/iwaki/mdh-desc.htm>
5. <http://www.magnatexpumps.com/me.htm>
6. Mike Clark, Magnatex Pumps, Inc. The great debate: sealed vs. Sealless. Pumps & systems. February 2006. 3 p.
7. B. Zhuang, X. Luo, Y. Zhang, X. Wang, H. Xu and M. Nishi. Design optimization for a shaft-less double suction mini turbo pump. 25th IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems IOP publishing IOP conf. Series: earth and environmental science 12 (2010). 7 p.
8. J. Weinerth. Centrifugal Pumps for Molten Sulphur and Sulphuric Acid Production. Friatec-Rheinhuette GmbH & Co. KG, Wiesbaden, Germany. 9 p.
9. Magnetic Drive. Seal-Less Pumps. Rotos Division of Gruppo Aturia. <http://gruppoaturia.com/applications/process/magnetic-drive-seal-less-pumps/>
10. http://flow-tech.com/magnetic_drive_pumps.php
11. <http://www.sundyne.com/Products/Pumps/Legacy-Brands/HMD-Kontro/Sealless-Magnetic-Drive-Pump-Facts>
12. Levitronix Company Brochure.
13. Dan White. CFD Analysis of the HeartWare®VAS Blood Pump. International ANSYS Conference, 2008. 5 p.
14. Francis D. Pagani. Cardiothoracic Transplant and Mechanical Circulatory Support of Heart and Lung Failure, Review of Current Technologies, Types of Flow, Pump Parameters, April 26, 2014. 13 p.
15. Hung Nguyen-Schäfer. Nonlinear Rotordynamic Computations of Automotive Turbochargers Using Rotating Floating Ring Bearings at High Rotor Speeds, , Germany, 25–1 February 2013, 10 p.

16. Dellis Polichronis, Retzios Evaggelos, Geralis Alcibiades, Gasparakis Elias, Pesiridis Apostolos, Turbocharger Lubrication - Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, Vol. 2, Issue 1, pp. 14 – 54, 2013.
17. Edgar j. Gunter, Wen Jeng Chen. Dynamic analysis of a turbocharger in floating bushing bearings. *Iscorma-3*, Cleveland, Ohio, 19-23 September 2005. 10 p.
18. Erik Sjöberg. Friction characterization of turbocharger bearings. Master of Science Thesis. Stockholm, Sweden 2013. 61 p.
19. HGM – horizontal, multistage high-pressure. Ring-section pump. KSB.
20. V. Martsynkovsky, S. Demin, A. Gulyi, A. Bashkina. Centrifugal pump. Patent RF 1771222. BI, N2, 1995.
21. Скуба И.С. , Бородай В.П., Результаты исследований экспериментального образца конденсатного насоса кс 80-155-э с подшипниковыми опорами на водяной смазке, Сумы, Украина, 2014.
22. Марцинковский В.А. Вычисление упругих и демпфирующих сил в щелевых уплотнениях гидромашин// *Энергомашиностроение*, 1961, №11, с. 25-26.
23. Black H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibration of Centrifugal Pump Rotors// *JMES*, T.11, № 2, 1969, pp. – 206-213.
24. Childs D.W. Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seal Based on Hirs' Lubrication Equation// *ASME Journal of Lubrication Technology*, T.105, № 3, 1983, pp.– 429-436.
25. Fritz R.J. The Effects of Annular Fluid on Vibrations of a Long Rotor, Part 1 – Theory// *ASME Journal of Basic Engineering*, T.92, 1970, pp.–923-929.
26. Nelson C.C., Nguyen D.T., Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 1 – A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Coefficients// *ASME Journal of Tribology*, 1988, Vol. 110, Apr., pp. – 354-360.
27. Kanemori Y., Iwatsobo T. Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals// *ASME Journal of Tribology*, 1992, T.114, Oct., pp. – 773-778