

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО
(підпис)
_____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Вплив форми дроселюючих каналів на характеристики автоматичного розвантажувального пристрою.

Здобувача групи КМ-01/1 ФУРМАНОВА Євгена Олександровича.

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



_____ (підпис)

Євген ФУРМАНОВ

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Наталія СОВЕНКО _____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

Найбільш поширений метод осьового розвантаження ротора багатоступеневого насоса полягає у використанні автоматичного врівноважувального пристрою - гідроп'яти. Її переваги полягають у саморегулюванні, що дозволяє функціонувати як осьовий підшипник, та знижених витках порівняно з барабаном. Серед значущих недоліків гідроп'яти варто зазначити складність конструкції при виготовленні та збірці, а також чутливість до утворення пари. Крім того, експлуатаційний досвід показує, що несправності гідроп'яти є основною причиною відмови насосів.

У дослідженні проведено статичний розрахунок для стандартної конструкції. Було розглянуто силові деформації диска гідроп'яти та їхній вплив на статичні характеристики. Також була розглянута вдосконалена конструкція з пружно встановленим кільцем, яка має на меті підтримку площинності торцевого зазору гідроп'яти. Було проаналізовано методику розрахунку впливу випадкових змін параметрів гідроп'яти на її статичні характеристики. Додатково досліджено задачу гідропружності для вдосконаленої конструкції. Показано, що конструкція з пружно встановленим кільцем має менші деформації при однакових гідродинамічних параметрах. Таким чином, така конструкція є більш надійною, що підвищує загальну надійність насоса.

Об'єкт розрахунку: автоматичне врівноважуючий пристрій (гідроп'ята).
Ціль роботи - за допомогою аналітичних і чисельних досліджень знайти статичні характеристики стандартної та модифікованої конструкції гідроп'яти, та порівняти отримані результати.

Метод розрахунку: аналітичний і чисельний (за допомогою програмного комплексу ANSYS) розрахунки статичних характеристик конструкцій гідроп'яти.

Кваліфікаційна робота: 59 с., 15 рис., 10 дж.

ГІДРОП'ЯТА, ТОРЦЕВИЙ ДРОСЕЛЬ, ЦИЛІНДРИЧНИЙ ДРОСЕЛЬ,
ОСЬОВА СИЛА, НАПІР ТЕЧІЇ РІДИНИ, СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИК

Зміст

ВСТУП	6
1 Відцентровий насос	9
1.1 Основні елементи відцентрового насоса	9
1.2 Принципи роботи торцевих ущільнень	12
1.3 Врівноваження осьових сил, діючих на ротор	14
1.4 Гідроуп'ята та принцип її роботи	16
1.5 Висновки	21
2 Статичний розрахунок гідроуп'яти	24
2.1 Розрахунок осьової сили	24
2.2 Основні рівняння статичного розрахунку гідроуп'яти	25
2.3 Деформація дроселя	27
2.4 Вплив зміни геометрії дроселів гідроуп'яти на її характеристики	31
2.5 Визначення деформацій врівноважуючого диска гідроуп'яти	32
2.6 Висновки	33
3 Чисельний розрахунок гідроуп'яти центробіжного насосу	35
3.1 Статичний розрахунок	35
3.2 Визначення деформацій врівноважуючого диска гідроуп'яти для насоса. Деформації кільця	41
3.3 Чисельний розрахунок деформацій	46
3.4 Висновки	56
ВИСНОВКИ	58
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	59

ВСТУП

Кожен відцентровий насос має свою конструктивну специфіку, а осьова сила, що діє на ротор і спрямована в бік вхідних воронки, є однією з ключових особливостей. Її походження пов'язане з різницею в силах тиску, яка діє на основний і покриває диски робочого колеса. Численні фактори впливають на розподіл швидкостей і тисків по площині диска, такі як розміри і форма пазухи, шорсткість стінок, радіальний плин і закрутка потоку.

Знос міжступеневих ущільнень може призводити до збільшення осьової сили, яка може перевищувати значення у новому насосі. Це особливо актуально для багатоступеневих насосів, де знос може призводити до значного зростання цієї сили.

Оскільки осьова сила пропорційна напору і числу ступенів, вона може мати велику величину, що ускладнює її врівноваження наполегливим підшипником. Тому в більшості випадків застосовуються різні методи розвантаження ротора від осьових зусиль.

У одноступінчатих насосах ефективним є вилучення неврівноважених сил шляхом надання досконалої геометричної симетрії або зміни розподілу швидкостей і тисків в пазах ступеня. Однак це може призвести до зниження коефіцієнта корисної дії через витоки та втрати енергії.

Загалом, вирішення проблеми осьової сили у відцентрових насосах важливе для забезпечення їхньої надійності та ефективності.

У багатоступеневих насосах найчастіше використовується гідроп'ята як метод осьового розвантаження. Її переваги полягають у здатності саморегулювання, що дозволяє використовувати її як осьовий підшипник і при цьому має менші витрати рідини порівняно з барабаном. Проте, гідроп'яти мають свої недоліки, такі як складність у виготовленні та чутливість до утворення парів.

Однією з переваг гідроп'яти є її можливість автоматичного регулювання торцевого зазору, що сприяє ефективнішому контролю над протіканням та зносом. Проте, використання гідроп'ят може призводити до значних втрат

рідини. Щоб зменшити ці втрати, необхідно постійно моніторити та зменшувати торцевий зазор, що може викликати ризик контакту торцевих поверхонь.

Для вирішення цих проблем виникають нові конструкції гідропр'ят з пружно встановленими вкладишами, які дозволяють відслідковувати можливі перекося та забезпечують площинність каналу. Це допомагає зменшити протікання та ризик контакту торцевих поверхонь.

Окрім того, у процесі роботи насоса форма вхідних перерізів циліндричного та торцевого дроселів може значно відрізнитися від розрахункової. Це може вплинути на коефіцієнти місцевих втрат, які є випадковими величинами, особливо при урахуванні зношування поверхонь у часі.

Урахування всіх цих факторів є важливим для забезпечення ефективності та надійності роботи насосів.

Досвід експлуатації насосів яскраво демонструє, що несправності гідропр'ят є одними з найбільш відомих факторів, що спричиняють відмови цих агрегатів.

Метою нашого дослідження є використання аналітичних та чисельних методів для виявлення статичних характеристик модифікованої конструкції гідропр'яти та порівняння отриманих результатів.

Основні завдання дослідження такі:

1. Розгляд різних методів урівноваження осьових сил, що діють на ротор відцентрових насосів, а також аналіз принципу дії гідропр'ят разом із їх перевагами та недоліками.
2. Дослідження різних конструкцій гідропр'ят, зокрема модифікованої конструкції з пружно-встановленим кільцем. Отримання аналітичних залежностей для визначення основних статичних характеристик гідропр'яти та вивчення впливу деформацій диска гідропр'яти стандартної конструкції та пружно-встановленого кільця модифікованої конструкції на характеристики роботи гідропр'яти.

3. Розгляд проблеми впливу випадкової зміни параметрів гідроп'яти на її статичні характеристики.
4. Проведення чисельного розрахунку статичних характеристик стандартної та модифікованої конструкцій гідроп'яти для насоса ЦНС 180-1050 з урахуванням можливих деформацій диска та пружно-встановленого кільця, а також проведення порівняльного аналізу цих конструкцій.

Такий комплексний підхід дозволить отримати глибше розуміння принципів роботи гідроп'ят та знайти оптимальніші конструктивні рішення для підвищення їх надійності та ефективності.

1 ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС

1.1 Основні елементи відцентрового насоса

Відцентрові насоси – це незамінний елемент як у побуті, так і у промисловості, забезпечуючи ефективне переміщення рідини за допомогою відцентрової сили. Ці насоси можуть бути як багатоступінчастими, так і одноступінчастими, в залежності від їхньої конструкції.

Принцип їх дії полягає у тому, що рідке середовище, потрапляючи через вхідний патрубок, натрапляє на обертове робоче колесо, розташоване в спіралевидному корпусі насоса. Під впливом обертових рухів робочого колеса, рідина, яка опинилася між його лопатками, викидається з насоса через напірний патрубок, завдяки відцентровій силі.

У процесі роботи в насосі відбувається цікавий фізичний процес: входячи в міжлопасті канали робочого колеса, рідина створює різницю тиску між входом і виходом насоса, що сприяє безперервному подачі рідини.

Таким чином, відцентрові насоси, маючи специфічну конструкцію та технічні характеристики, забезпечують надійне переміщення рідини у різних галузях застосування.

Основна функція насосів полягає в наданні рідині енергії та натиску, необхідного для подолання опору в напірній магістралі, щоб подати її до кінцевих споживачів. У процесі роботи рідина проходить через внутрішні канали насоса, де отримує необхідну енергію та натиск.

Відцентрові насоси мають загальний струйний перебіг рідини, що сприяє стабільності їх подачі. Ефективність насоса залежить від швидкості обертання робочого колеса, оскільки це збільшує швидкість руху рідини в його внутрішніх каналах.

Класифікація відцентрових насосів може бути різноманітною і базується на різних ознаках. Зокрема, вони можуть бути поділені на несамовсмоктуючі та самовсмоктуючі насоси. Несамовсмоктуючі насоси не можуть самостійно

видаляти повітря з усмоктувального патрубку та корпусу для створення необхідного розрідження для всмоктування рідини. З іншого боку, самовсмоктуючі насоси можуть видаляти повітря та забезпечувати сухе всмоктування.

Крім того, насоси різняться за способом підведення рідини до робочого колеса, який може бути одно- або двостороннім. Використання двостороннього підведення води дозволяє розвантажити насос від осьового зусилля.

За способом з'єднання робочих коліс також розрізняються насоси. Вони можуть бути багатоступінчастими або мати багатокілісне з'єднання з послідовним або паралельним розташуванням коліс. Ступеневе з'єднання коліс у одному апараті дозволяє уникнути використання окремих однокілісних насосів. Почергове з'єднання використовується для збільшення напору насоса при безперервній продуктивності, тоді як паралельне - для підвищення продуктивності за безперервного натиску.

На ринку також представлені двокілісні насоси, які призначені для почергової та паралельної роботи. Для цього патрубки насосів оснащуються специфічними перемикаючими пробками.

За конструкцією направляючого апарату різняться насоси з лопатковим та безлопатковим апаратом. Лопатковий апарат зазвичай застосовується у багатоступінчастих насосах, тоді як безлопатковий, такий як спіральна або равликорова камера, частіше використовується у одноступінчастих насосах.

Відцентровий насос, як зрозуміло з його назви, працює за рахунок дії відцентрової сили, що перекачує рідину. Основним робочим елементом такого насосу є колесо (або барабан), на зовнішній циліндричній поверхні якого розташовані спеціальні лопаті.

Корпуси таких насосів можуть бути виготовлені з чавуну або сталевих сплавів. У середині корпусу розміщуються привідний електродвигун та з'єднаний з ним вал обертання, на якому розташоване колесо з лопатями. Робочі колеса можуть бути відкритими або закритими. Відкриті складаються з одного диска з лопатями, а закриті - з двох дисків, з'єднаних між собою робочими лопатями.

Лопаті розміщуються під певним кутом, зі згином, орієнтованим у протилежний напрямок обертання робочого колеса. Це положення гарантує більш ефективну роботу насосного обладнання.

Процес всмоктування рідини відбувається, коли рідке середовище потрапляє у внутрішню камеру насоса через вхідні патрубки, а викидання рідини в напірну магістраль здійснюється через вихідні патрубки.

Принцип дії як одноступінчастих, так і багатоступінчастих насосів включає наступні кроки:

1. Рідина, яка розташована в середині насоса перед його запуском, захоплюється лопатями під час обертання робочого колеса і рухається разом з ними.

2. Під впливом відцентрової сили рідина викидається до стінок внутрішньої камери, створюючи в них високий тиск.

3. При переміщенні через напірний патрубок рідина, яка перебуває під високим тиском, викидається в нього.

4. Під час викидання рідини на стінки робочої камери в центральній частині останньої утворюється розрідження повітря, що сприяє всмоктуванню рідкого середовища через вхідний патрубок.

Завдяки описаному вище принципу роботи, який застосовується як у одноступінчастих, так і у багатоступінчастих відцентрових насосах, забезпечується безперервність процесу всмоктування та виштовхування рідини при обертанні робочого колеса. Це робить насосне обладнання цього типу ідеальним для використання в трубопровідних системах, оскільки, на відміну від поршневих механізмів, воно не створює пульсацій напору рідини.

Однак, як уже зазначалося, одноступінчасті та багатоступінчасті відцентрові насоси мають свої відмінності у конструкції, які визначають їх технічні характеристики. Основними компонентами конструкції одноступінчастого насоса є:

- 1) корпус, який часто називають «равликом»;
- 2) робоче колесо з лопатями;

- 3) ущільнювальні елементи вала;
- 4) вал, з'єднаний з приводним електродвигуном і забезпечує обертання робочого колеса;
- 5) ущільнювальні елементи камери з масляною ванною;
- 6) опора для підшипникового вузла;
- 7) несуча опора;
- 8) отвір, за допомогою якого здійснюється контроль рівня масла в камері.

Одноступінчасті відцентрові насоси мають лише одне робоче колесо, у той час як багатоступінчасті можуть мати два або більше таких колес з лопатками, що розширює їхні можливості.

Багатоступінчасті насоси мають декілька переваг:

1. Більша продуктивність: Завдяки кількості робочих коліс багатоступеневі насоси здатні перекачувати більше рідини за одиницю часу, що дозволяє ефективно використовувати їх у великих системах.

2. Вищий напір: Багатоступінчасті насоси здатні створювати більш високий напір, оскільки кожне робоче колесо додає до загального напору насоса. Це дозволяє переміщати рідину на великі відстані та на значні висоти в трубопровідних системах.

Таким чином, багатоступінчасті відцентрові насоси є більш потужними та ефективними в порівнянні з одноступінчастими, що робить їх популярними у великих і складних технічних системах.

1.2 Принципи роботи торцевих ущільнень

Торцеве ущільнення - це важливий компонент для забезпечення герметичності обладнання, такого як насоси, мішалки, реактори, гомогенізатори та інші, які працюють під тиском або вакуумом. Воно складається з двох кілець, зроблених у вигляді площин, що стикаються, і розташованих паралельно осі обертання вала. Одне кільце, відоме як контркільце, закріплене нерухомо в

корпусі обладнання, тоді як інше кільце, зустрічне кільце, рухається разом з обертаючимся валом.

Торцеве ущільнення має кілька переваг:

1. Надійність: Воно забезпечує надійне ущільнення між обертовим валом та корпусом обладнання, що запобігає витoku робочого середовища.

2. Універсальність: Торцеві ущільнення можна застосовувати в різних умовах експлуатації, включаючи агресивні середовища та високі температури.

3. Ефективність: Вони забезпечують мінімальний витік рідини та надійну роботу обладнання без необхідності частого обслуговування.

Торцеві ущільнення виготовляються з високоякісних матеріалів, які забезпечують мінімальний тертя і знос, що забезпечує тривалу та надійну роботу обладнання.

Кільця пари тертя виготовляються з високоякісних твердих матеріалів, що володіють високою стійкістю до зносу та мають низький коефіцієнт тертя. Ці матеріали мають також високу теплопровідність, що дозволяє ефективно розсіювати тепло, утворене внаслідок тертя.

Торцеві ущільнення класифікуються на рідні та газові в залежності від того, яке робоче середовище використовується в ущільненні. Рідинні ущільнення працюють з рідкими середовищами, тоді як газові пристосовані для роботи з газовими середовищами. Газові ущільнення, такі як "сухі" або "газові", працюють у випадках, коли мастило подається у вигляді газоподібного робочого середовища.

Щоб забезпечити герметичність ущільнення, використовується створення контактного тиску. Це досягається за допомогою пружного елемента, такого як пружина або набір пружин стиснення, які створюють контактний тиск між робочими площинами кілець пари тертя. Коли вал не обертається, пружний елемент притискає робочі площини кілець один до одного.

Для забезпечення додаткової герметичності вторинні ущільнення використовуються для створення щільного контакту між контркільцем і

корпусом обладнання, а також між рухомим кільцем і валом. Ці вторинні ущільнення можуть включати гумові кільця, сальфони, манжети та інші компоненти.

Деталі, виготовлені з еластомерів, виконують важливу функцію в системі торцевого ущільнення. Під час обертання вала тепла енергія, що виникає від тертя, частково передається в робоче середовище, а частково використовується для нагрівання кілець пари тертя. Забезпечення ефективного відведення тепла з кілець пари тертя має вирішальне значення для надійності всього ущільнювального вузла.

Під час роботи обладнання кільця пари тертя можуть бути притиснуті одне до одного гідравлічним зусиллям або за допомогою позитивного перепаду тиску робочого середовища. Це допомагає забезпечити щільність контакту між кільцями та герметичність ущільнення.

Торцеві ущільнення складаються з двох частин, одна з яких обертається, а інша залишається нерухомою. Герметичність досягається завдяки щільному притисненню цих двох частин по торцевих площинах. Такий дизайн дозволяє запобігти витoku робочого середовища через обертальний вал.

1.3 Врівноваження осьових сил, діючих на ротор

Осьова сила, що впливає на робоче колесо відцентрового насоса, зазвичай зорієнтована в напрямку входу і виникає через різницю тиску між правою і лівою стороною робочого колеса. Цей тиск більший на виході з робочого колеса, порівняно з тиском на його вході.

Рідина, яка оточує робоче колесо, обертається з кутовою швидкістю, що приблизно на половину меншою, ніж кутова швидкість самого робочого колеса.

Внаслідок обертання рідини тиск на зовнішніх площинах робочого колеса змінюється вздовж радіуса за законом параболи. Такий закон зміни тиску виникає в результаті динамічного руху рідини під час обертання робочого колеса.

Використання двосторонніх коліс або симетричного розташування робочих коліс в багатоступневих насосах є одним із способів розвантаження ротора від осьової сили. Цей метод може не гарантувати абсолютне врівноваження осьової сили через можливість різниці в зазорах ущільненнях робочих коліс та присутність витоків в міжступневих ущільненнях.

Зрівноважування за допомогою змінного торцевого дроселя - це більш економний метод, який використовує автоматичне урівноваження сил тиску на обидві сторони робочого колеса за допомогою змінного дроселя. Провідність дроселя змінюється відповідно до осьового зміщення ротора, що дозволяє підтримувати рівновагу в системі. Цей метод застосовується в деяких конструкціях газотурбінних установок і турбонасосних агрегатів. У деяких випадках ротор кріпиться наполегливим підшипником, а робоче колесо може вільно переміщатися по валу в осьовому напрямку.

Сприйняття осьової сили наполегливим підшипником є ефективним методом розвантаження ротора від цієї сили, оскільки витрати потужності при цьому є мінімальними. Однак з точки зору надійності цілком сприйняття всієї осьової сили наполегливим підшипником може бути не раціональним, особливо для насосів, які працюють з великими навантаженнями. Цей метод розвантаження застосовується досить рідко в насосах потужністю до 10 кВт.

Використання розвантажувального поршня або барабана є ще одним ефективним способом розвантаження ротора від осьової сили. Розвантажувальний поршень, розташований між робочим колесом останнього ступеня та розвантажувальною камерою, зменшує тиск на кінцеве ущільнення вала і врівноважує осьові зусилля. В цьому випадку вал закріплюється в наполегливих підшипниках, щоб запобігти пересуванню ротора в осьовому напрямку.

Установка гідравлічної п'яти є ще одним методом розвантаження ротора від осьової сили, який часто використовується в багатоступневих насосах секційного типу. В цьому методі диск гідравлічної п'яти закріплюється на валу насоса по напірній стороні після останнього робочого колеса. Рідина з робочого

колеса потрапляє через кільцевий зазор у проміжну камеру, а потім проходить через торцевий зазор у розвантажувальну камеру, яка з'єднана трубкою з підводом першого ступеня насоса.

Тиск у проміжній камері значно вище, ніж у розвантажувальній, тому на диск гідравлічної п'яти діє сила, яка розвантажує осьову силу ротора, забезпечуючи більш ефективне функціонування насоса.

1.4 Гідроп'ята та принцип її роботи

Автоматичне урівноваження ротора гідроп'ятою є одним з найбільш поширених способів розвантаження осьової сили в насосах секційного типу. Гідроп'ята складається з ряду елементів, включаючи жорстко закріплений на валу розвантажувальний диск, нерухому опорну подушку, циліндричний і торцевий дроселі, а також камеру, яка розділяє ці дроселі.

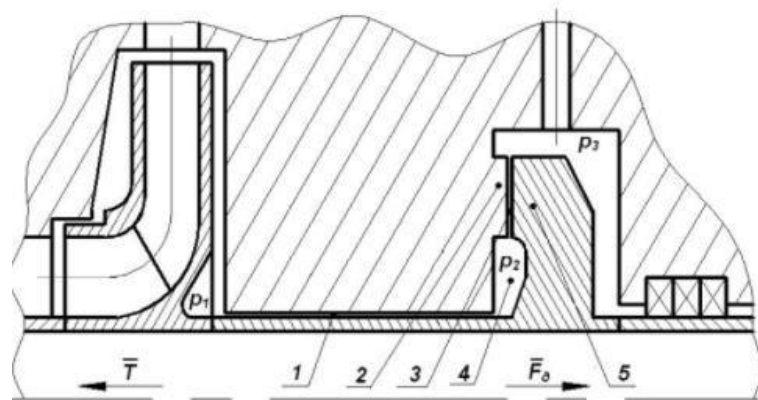


Рисунок 1.1 - Гідравлічна п'ята

Абсолютний перепад тиску на гідроп'яті обумовлюється різницею між тиском нагнітання і тиском у камері з гідроп'ятою, яка зазвичай з'єднується обвідною трубою з вхідним патрубком насоса. Елемент загального перепаду тиску дроселюється на торцевому дроселі, провідність якого залежить від осьового зсуву ротора. Наприклад, якщо під дією надлишкової осьової сили ротор зміщується вліво, то зазор у торцевому дроселі зменшується, що в свою

чергу призводить до зростання тиску у камері гідроп'яти до рівня, що відновлює рівновагу ротора.

Крім осьового урівноваження ротора, гідроп'ята виконує додаткову функцію розвантаження кінцевого ущільнення насоса з боку нагнітання від високого тиску. Для запобігання заїрювання у торцевому дроселі п'яти в насосах, для яких за умовами експлуатації необхідні часті пуски-зупинки, додатково встановлюють віджимні пристрої, які під час низьких обертів зміщують ротор у напрямку нагнітання, підвищуючи торцевий зазор.

Температура рідини у камері гідроп'яти вище, ніж на вході в насос, через втрати енергії на в'язке тертя в проточній частині та дроселюючих каналах. У деяких випадках температура може досягти критичної межі, при якій тиск у камері гідроп'яти буде менше тиску насиченого пару рідини. У результаті пароутворення у торцевому дроселі зменшиться несуча здатність гідроп'яти, що збільшує ризик заїрювання торцевих поверхонь.

Для запобігання пароутворення в торцевій дроселі зазвичай застосовують додатковий циліндричний дросель, розташований після торцевого або змінюють порядок розташування циліндричного і торцевого дроселів. Таким чином, до переваг гідроп'яти можна віднести саморегулювання і більш низькі витоки рідини порівняно з розвантажувальним барабаном. До недоліків зараховуються велика складність у виробництві і збірці, а також чутливість до пароутворення в насосі.

Для забезпечення надійної роботи гідроп'яти живильних пристроїв потрібно дотримуватися наступних умов:

1. Правильний вибір розмірів площини розвантажувального диска і величини торцевого зазору.
2. Виконання розмірів і допусків при виготовленні і ремонті деталей високої якості збірки і міцне кріплення деталей пристрою.
3. Слідування правилам експлуатації, особливо при пусках і переходах з насоса на насос.
4. Виключення попадання ґрат, окалини і шматків запобіжної сітки.

5. Доречне введення в конструкцію гідроп'яти датчика температури, встановивши його в зносостійке кільце підпятника, для прогнозування виходу з режиму гідроп'яти.

Площа робочої поверхні розвантажувального диска обирається таким чином, щоб осьова сила ротора на всіх режимах роботи насоса врівноважувалася силою розвантажувального диска внаслідок перепаду тисків. Отже, з метою удосконалення роботи гідроп'яти підвищуються зовнішній і внутрішній радіуси диска.

Ці конструктивні недоліки кріплення компонентів гідроп'яти є факторами ушкоджень розвантажувальних пристроїв. Ушкодження гідроп'яти відбувалися через самовідгвинчування кріпильної гайки перед диском. Після зміни напрямку різьблення і заміни матеріалу гайки (сталь замість бронзи) пошкодження не повторювалися.

Для запобігання пароутворення в торцевій дроселі зазвичай застосовують додатковий циліндричний дросель, розташований після торцевого, або змінюють порядок розташування циліндричного і торцевого дроселів. Це дозволяє досягти запобігання виникнення розмиву робочих площин диска і нерухомої п'яти внаслідок великих стрибків тиску і радіальних швидкостей рідини.

У практиці помічаються розмиви робочих площин диска і нерухомої п'яти внаслідок великих стрибків тиску і радіальних швидкостей рідини. Руйнування зорієнтованих площин сприяють радіальні сліди, що проводяться твердими частинками, і мікротріщини, активізовані недосконалостями термообробки. Часом їх знос обумовлюється спрацюванням або проточкою гартуваного шару.

Виконання вищенаведених умов знижує ризик розмиву торцевих площин гідроп'ят.

Дослідження показали, що інтенсивність ерозійного зносу кардинально опускається при зменшенні швидкості рідини в щілини. Це також досягається проведенням щорічних профілактичних оглядів гідроп'яти і їх притиранням у випадку присутності радіальних рисок.

Однією з причин пошкоджень гідроп'яти і проточної частини насосів є закипання рідини через кавітацію на їх вході. Це зазвичай трапляється при запусках і переходах з насоса на насос і часто стає наслідком невірних дій робочого персоналу. Особливо серйозні пошкодження насоса і гідроп'яти помічаються при пуску насоса, якщо не відкривається клапан рециркуляції або різко опускається рівень рідини в деаераторі.

Один з факторів, що негативно впливає як на довговічність ущільнень, так і гідроп'яти живильного насоса, представляє собою різницю в температурі між верхньою і нижньою частинами корпусу. Це може призвести до деформації корпусу та, в деяких випадках, до збільшеного зносу робочих торців і кільцевих втулок гідроп'яти і ущільнень при пуску насоса.

Захист від потрапляння окалини, грат і шматків захисної сітки в щілини гідроп'яти і ущільнення насоса є важливим. Найчастіше тверді частинки активізують кільцеві натири і ризики на робочих поверхнях, що може призвести до їх пошкодження. Проточка незначних кільцевих канавок не завжди є доцільною, оскільки це може призвести до зменшення гартування шару.

Деяка частина пошкоджень насоса трапляється через заклинювання твердих частин в дроселюючих кільцевих щілинах гідроп'яти. Зазвичай при виборі відповідних розмірів розвантажувального диска невеликий зварювальний надлишок, який потрапляє в торцеву щілину, або зношується, або виштовхується течією руху рідини, залишаючи натири на поверхні. Проте, потрапляння великих частин може бути небезпечним. Зазвичай, щоб уникнути потрапляння грата в щілини розвантажувального пристрою, встановлюють сітки з осередками 0,4-0,5 міліметрів і проводять щорічний контроль за їх станом.

Аналіз інформації про пошкодження розвантажувальних пристроїв показує, що сума ушкоджень гідроп'яти живильних насосів залежить від виконання вищезазначених умов. Розбір досвіду експлуатації показав, що частка пошкоджень гідроп'яти живильних насосів становить у середньому 2-8% загального числа пошкоджень насоса. У деяких випадках ця кількість може збільшуватися через помилки у проектуванні, виробництві та експлуатації.

Отже, якщо спостерігається збільшення суми пошкоджень гідроп'яти, незважаючи на підвищення якості виготовлення, для поліпшення роботи необхідно розглянути підвищення розмірів розвантажувального диска, а в окремих випадках також підвищення діаметра втулки заднього кінцевого ущільнення в порівнянні з передньою.

Осьові зусилля, що діють на кожному робочому колесі насоса, сумуються, у результаті чого виникає загальна осьова сила, яка працює в напрямку від нагнітання до всмоктування і може досягати значних значень.

Гідроп'ята використовується для сприйняття осьової сили в насосі. Вона складається з циліндричної щілини між втулками п'яти та розвантажувальним диском. Невелика кількість живильної води подається через цю щілину в камеру між подушкою п'яти та розвантажувальним диском, а потім в деаератор або всмоктуючий патрубок насоса. Створюється сила, яка працює на диск і направлена від всмоктувального патрубку до нагнітального. Розміри гідроп'яти обираються таким чином, щоб результативні зусилля були спрямовані на бік всмоктування, а між подушкою п'яти та диском утворювався зазор, через який безперервно текла живильна вода. Утворюється плівка, що має гідродинамічні сили, які перешкоджають контакту подушки і диска.

Секційні насоси можуть бути однокорпусними або двокорпусними. У разі недостатньої подачі при звичайних обертах насоса, вода, яка перебуває в насосі, може нагрітися, почати кипіння і тиск, що створюється насосом, спаде. Цей процес називається запарюванням насоса. Гідроп'ята не може працювати в умовах наявності пара в насосі і може призвести до обмеження обертових частин і навіть знищення насоса. Відведення води на рециркуляцію відбувається через поворотний клапан на лінії нагнітання насоса і направляється в деаератор.

На лінії рециркуляції встановлюються вентиль з електроприводом і дросельний механізм для зниження тиску. Пропускна здатність лінії обирається з розрахунку на подачу 25-30% номінальної продуктивності насоса. Регулювання вентилля рециркуляції автоматизується.

Часом розвантажувальний диск впирається не в втулку сальника, а в розрізне закладне кільце. Площа торця втулки повинна бути вибрана таким чином, щоб торець не стискався під впливом осьового зусилля. Циліндрична дроселіруюча щілина розташована по торцю, що дозволяє уникнути пароутворення в ділянці гідроп'яти при падінні тиску на вході в насос.

Застосування кільцевих канавок на поворотній втулці може значно зменшити витоки через циліндричну дроселіруючу щілину гідроп'яти. Розміри канавок, такі як 1,6x1,6 мм з кроком 3,2 мм, дозволяють скоротити витоки приблизно на 30% порівняно з гладкою щілиною. Радіальний зазор в циліндричній кільцевій щілині гідроп'яти рекомендується обирати на рівні 0,25-0,3 мм. Після збільшення кільцевого зазору на 15-20%, розумною буде зміна однієї з зношених втулок. Такий підхід дозволить підтримувати оптимальний рівень роботи гідроп'яти та зменшити витрати рідини через щілину.

1.5 Висновки

Конструктивна особливість відцентрових насосів полягає у наявності осьової сили, яка діє на ротор і спрямована у бік вхідної воронки. Ця сила виникає через різницю тисків, яка діє на передній і задній диски робочого колеса. Розподіл швидкостей і тисків по площині диска піддається впливу різних чинників, таких як розміри та форма пазухи, шорсткість стінок, розмір і напрямок радіального потоку, викликаного витоком через ущільнення ступеня, а також закрутка потоку на виході з робочого колеса. У зв'язку з цим значення осьової сили визначається приблизно.

У багатоступеневих насосах справжня осьова сила може бути більшою, ніж розрахункова. Знос міжступеневих ущільнень робочих коліс також призводить до збільшення осьової сили, яка може бути вдвічі більшою, ніж у новому насосі.

Осьова сила пропорційна напору та числу ступенів і може мати велику величину, що робить нерозумним вирівнювання її за допомогою

напівпідшипника. Тому в більшості випадків використовуються різні методи виведення ротора з-під дії осьових сил.

У одноступінчатих насосах ефективним методом є усунення виникнення неврівноважених сил шляхом надання геометричної симетрії або штучної зміни розподілу швидкостей і тисків у пазухах ступеня таким чином, щоб результуючі сили тиску були збалансовані.

Залишкові неврівноважені осьові сили зазвичай компенсуються двостороннім наполегливим підшипником. Однак усі методи осьового урівноваження ротора в одноступінчатих насосах призводять до значного зниження коефіцієнта корисної дії (ККД), оскільки вони стикаються з великими витоками або енергетичними втратами на тертя і закрутку рідини у пазухах при використанні імпелера.

У більшості багатоступеневих насосів для зменшення осьової сили не застосовуються спеціальні заходи, а сили, які діють на ротор, врівноважуються за допомогою гідравлічних розвантажувальних пристроїв. Один з найпоширеніших методів - це використання гідроп'яти як автоматичного врівноважуючого пристрою. Гідроп'ята має переваги, такі як саморегулювання і менший витік в порівнянні з барабаном. Однак вона також має свої недоліки, такі як складність конструкції при виготовленні і збиранні, а також чутливість до пароутворення. Крім того, досвід експлуатації показує, що несправності гідроп'яти є однією з найпоширеніших причин відмов насосів.

Розрахунок і проектування автоматичного врівноважуючого пристрою базується на статичних і динамічних аналізах, які забезпечують стабільну та ефективну роботу пристрою протягом його життєвого циклу. Статичний аналіз спрямований на досягнення необхідної стійкості системи при зміні осьової сили, зменшення торцевого зазору та мінімізацію витоку рідини. Для цього враховуються різноманітні геометричні та фізичні параметри гідроп'яти.

Динамічний аналіз, зазвичай, включає в себе тестування системи на стійкість та визначення амплітудних і фазово-частотних характеристик. Враховується осьове коливання ротора та гідродинамічні процеси в дроссельних

каналах гідроп'яти. Складність таких розрахунків полягає у врахуванні впливу пружних, демпфірувальних та інерційних властивостей турбулентної рідини.

Зазвичай для вирішення таких завдань використовують спеціалізовані програмні продукти, які дозволяють моделювати складні гідродинамічні та механічні процеси та отримувати точні результати. Такий підхід дозволяє забезпечити надійну та ефективну роботу автоматичного врівноважуючого пристрою під час експлуатації.

2 СТАТИСТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ

2.1 Розрахунок осьової сили

Під час роботи відцентрового насоса на ротор впливають різні сили, найзначнішою з яких є осьова сила. Основною причиною її виникнення є асиметрія робочого колеса відносно площини поперечної осі ротора.

Осьова сила суттєво впливає на роботу і конструкцію насоса. Підшипники повинні витримувати значні осьові навантаження. Також неправильне врівноваження осьової сили може призвести до швидкого зносу деталей і навіть до пошкоджень. Для зменшення осьової сили можуть використовуватися різні врівноважувальні пристрої, але вони можуть викликати додаткові втрати енергії.

Для врівноваження осьової сили в багатоступеневих насосах використовуються спеціальні гідравлічні розвантажувальні пристрої, серед яких найбільш ефективним є гідроп'ята. Вона дозволяє автоматично врівноважувати осьову силу, що робить її ефективною і надійною.

Зниження витоків: Витоки рідини через гідроп'яту значно менші в порівнянні з іншими методами, наприклад, з розвантажувальним барабаном. Розвантажувальний поршень врівноважує осьову силу тільки на розрахунковому режимі роботи, а витік рідини через щілинний ущільнення барабана знижує ККД насоса.

Осьова сила є важливим фактором, що впливає на роботу відцентрового насоса. Асиметрія робочого колеса і зміна напрямку потоку рідини створюють значні осьові навантаження, які потребують ефективного врівноваження для забезпечення стабільної і надійної роботи насоса. Використання гідроп'яти є найбільш ефективним методом врівноваження, хоча її конструктивна складність і чутливість до пароутворення потребують ретельного підбору параметрів і дотримання умов експлуатації.

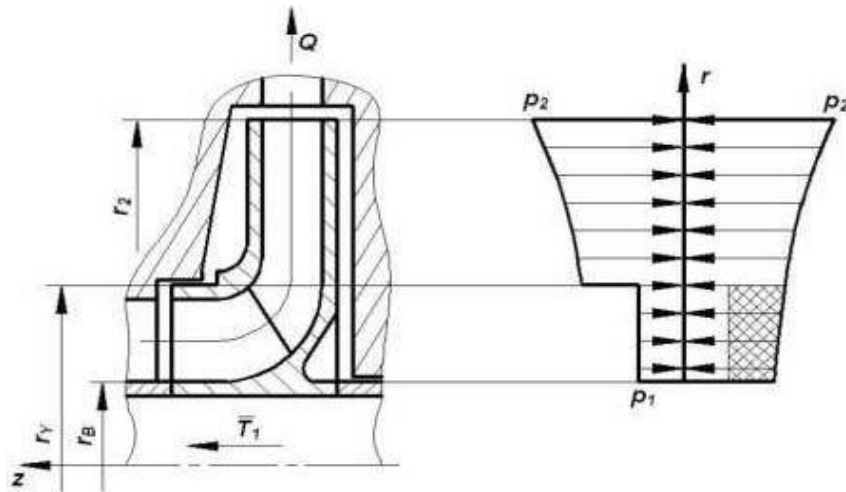


Рисунок 2.1 - Схема розподілу тиску по боковим поверхням
робочого колеса

На кожному робочому колесі виникає осьова сила, яка дорівнює

$$T_1 = A_0 p_c \left\{ 1 - \frac{1\rho\omega^2}{8p_c} \left[r_2^2 - \frac{1}{2} (r_1^4 + r_0^4) \right] \right\}$$

Для багатоступінчастого насоса загальна сила T буде дорівнювати

$$T = i \cdot T_1$$

де i - кількість ступенів.

2.2 Основні рівняння статичного розрахунку гідроп'яти

Завданням статичного розрахунку представляється обрання основних геометричних параметрів такими, щоб в заданому діапазоні зміни врівноважують сили T торцеві зазори x і витрати Q не виходили за дозволені межі. Розрахункова схема системи автоматичного зрівноважування повинна враховувати всі значущі фактори, що впливають на роботу системи. Водночас, вона не повинна бути перевантажена надмірними деталями, які можуть ускладнити аналіз і призвести лише до незначних коригувань у результатах

розрахунку. Розрахункова схема повинна бути збалансованою, враховуючи всі важливі фактори і уникати надмірних деталей, щоб забезпечити надійну та стабільну роботу насоса, мінімізувати витрати і підвищити ефективність роботи системи.

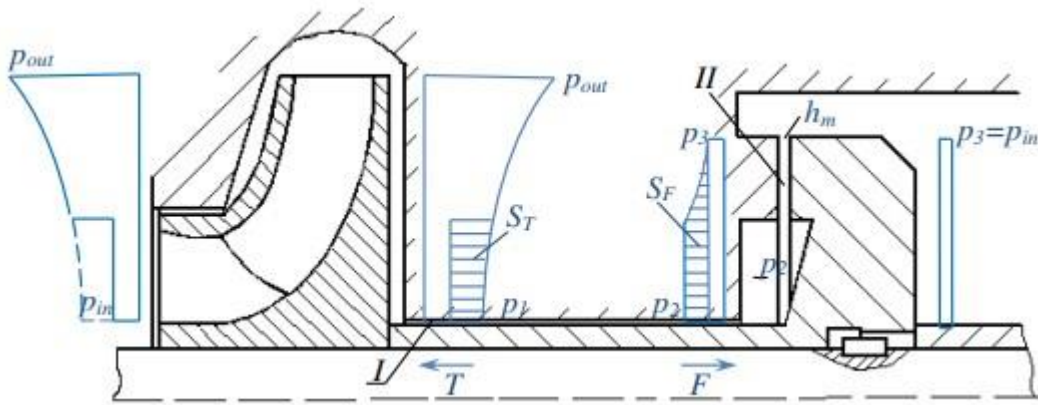


Рисунок 2.2 - Принципова схема гідроп'яти

Статичну характеристику знаходимо в слідстві укладенні двох рівнянь - балансу сил і балансу витрат:

$$\begin{cases} T = F \\ Q_1 = Q_2 \end{cases} \quad (1)$$

де Q_1 та Q_2 - повні витрати відповідно циліндричного і торцевого дроселів, F - урівноважуюча сила.

Витрати рідини через циліндричний і торцевий дросель представимо у вигляді:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2}, \quad Q_2 = g_2 \sqrt{p_2 - p_3}$$

де провідність циліндричного дроселя:

$$g_1 = 2\pi r_1 h_1 \sqrt{\frac{4h_1}{\rho \lambda l_1}}$$

та провідність торцевого дроселя:

$$g_2 = 2\pi r_2 h_m \sqrt{\frac{4h_m}{\rho \lambda l_2}}$$

Осьова сила визначається наступним виразом:

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0.5(p_2 + p_3)S_c - p_3 S_3$$

Розв'язуючи систему (1) знаходимо:

- залежність тиску p_2 від зазору:

$$p_2(h) = \frac{p_1 \cdot g_1^2 + p_3 \cdot g_2(h)^2}{g_1^2 + g_2(h)^2}$$

- залежність осьової сили від зазору:

$$T(h) = p_2(h) \cdot S_2 + 0.5 \cdot (p_2(h) + p_3) \cdot S_c - p_3 \cdot S_3$$

- залежність витрат від зазору:

$$Q(h) = g_2(h) \cdot \sqrt{p_2(h) - p_3}$$

2.3 Деформація дроселя

Відмови живильних насосів під час роботи можуть суттєво знижувати продуктивність енергоблоку або навіть призводити до його зупинки. Основними причинами поломок є несправності гідроп'ят, ущільнень, ротора та підшипників. Зокрема, гідроп'яти є критично важливими вузлами, оскільки їхні дефекти можуть спричинити підвищену осьову рухливість ротора, що в свою чергу призводить до виходу з ладу інших компонентів насоса. Проблеми з гідроп'ятами впливають на осьову стабільність ротора, що негативно позначається на роботі інших частин. Ерозійне зношування ущільнювальних поверхонь збільшує зазори та знижує опір, що зменшує ефективність ущільнень. Порушення осьового балансу призводить до додаткового зносу і пошкоджень інших компонентів. Нерівномірне навантаження через зміни в роботі гідроп'ят викликає їх передчасний вихід з ладу.

Ерозія поверхонь циліндричного дроселя призводить до збільшення середнього зазору і зниження опору. При перепаді тиску в 1 МПа середній зазор дроселя збільшується в 1,5 рази без врахування руху ущільнювальних поверхонь,

і в 1,7 рази при наявності руху. Це змінює характеристики гідропр'ят, зменшуючи їх статичну характеристику на 13%.

Після 10 000 годин роботи збільшення середнього зазору циліндричного дроселя призводить до втрати саморегуляції осьового зусилля. Гідродинамічна сила, що діє на диск гідропр'яти, перевищує робочу осьову силу на ротор, що спричиняє його рух у протилежному напрямку. Це збільшує напірний зазор, викликаючи зростання витоків і зниження ефективності насоса. Внаслідок цього можуть виходити з ладу інші компоненти, такі як ущільнення і підшипники.

Для забезпечення стабільної роботи живильних насосів необхідно регулярно перевіряти стан гідропр'ят, ущільнень, ротора та підшипників. Своєчасне виявлення і усунення ерозійного зношування та інших несправностей дозволить підтримувати ефективність насоса і запобігати зупинкам енергоблоку.

Поступові відмови, спричинені природним ерозійним зносом циліндричної шпарини, що дроселює, призводять до збільшення торцевого зазору. Коли радіальний зазор досягає критичної величини, подача та ККД насоса зменшуються, а швидкість зносу збільшується через підвищені витoki через зазори. Таким чином, враховуючи поступові відмови, надійність гідропр'яти можна підвищити, використовуючи матеріали з високими антиерозійними властивостями.

Забезпечення надійної та економічної роботи пристрою автоматичного балансування є складним завданням. Підвищити гідравлічний опір циліндричного дроселя на практиці досить складно, а іноді й неможливо, тому зазвичай намагаються збільшити опір торцевого дроселя. Однак, враховуючи залежність гідравлічного опору від величини торцевого зазору (від 20 до 200 мкм), зменшення цього зазору пов'язане з ризиком утворення задирів під час роботи насоса. Високі перепади тиску на торцевому дроселі автоматичного балансування (до 10 МПа) призводять до деформації опорного диска.

Ці деформації викликають появу дифузійного зазору, що зменшує гідростатичну осьову силу на опорний диск. Деформації обертового диска впливають не лише на статичну, але й на динамічну поведінку пристрою.

Великий кут дифузора в торцевому дроселі знижує жорсткість шару рідини, що призводить до появи додаткових гідродинамічних сил під час осьових коливань диска, жорстко з'єднаного з ротором. Це може спричинити коливання торця та втрату динамічної стійкості.

При проектуванні таких пристроїв необхідно приділяти особливу увагу розрахунку гідродинамічних характеристик як циліндричного, так і торцевого дроселя з урахуванням вищезазначених факторів. Великий кут дифузора в торцевому дроселі значно знижує жорсткість шару рідини, що призводить до виникнення додаткових гідродинамічних сил під час осьових коливань диска, жорстко з'єднаного з ротором. Це може призвести до коливань торця та втрати динамічної стійкості.

Загалом, для підвищення надійності роботи гідроп'ят і всього живильного насоса важливо враховувати всі зазначені аспекти та використовувати матеріали з високими антиерозійними властивостями, що дозволить зменшити ризики відмов та забезпечити стабільну роботу пристрою.

Швидкості потоку через циліндричні і торцеві дроселі, а також сили і моменти, що діють на поверхню пристрою автоматичного балансування з боку рідини, залежать від геометрії зазорів, характеру і швидкостей руху поверхонь і режимів течії рідини. Оскільки конструкція насоса передбачає виробничі допуски та можливі зміни форми зазорів під час експлуатації, розраховані на етапі проектування значення витрат і сил можуть істотно відрізнятись від фактичних. Аналітичні залежності для розрахунку робочих параметрів автоматичного балансування є досить приблизними і не враховують всю різноманітність факторів, що впливають на його роботу. Вони застосовні для інженерних розрахунків, але отримані результати можуть відрізнятись від реальних.

Сумарні втрати в автоматичному балансуванні можуть становити більше 10% ККД насоса. Модернізація насоса часто включає удосконалення робочих коліс і геометрії проточної частини, що зазвичай призводить до підвищення ККД на 1–2%. Однак виробничі допуски та зміни форми зазорів під час експлуатації

в циліндричних і торцевих ущільненнях можуть призвести до відхилень від розрахункових характеристик до 10%.

Початкове значення середнього зазору циліндричного дроселя може змінюватися під час роботи насоса через зношування ущільнювальних поверхонь. Знос може бути викликаний випадковим контактом, ерозією, корозією та стиранням через тверді включення в перекачуваному середовищі.

У більшості високонапірних насосів для осьового розвантаження ротора використовуються автоматичні опорно-ущільнювальні системи, які є критичними для надійності роботи всього насоса. Конструкція такого пристрою містить два послідовно розташованих циліндричних і торцевих дроселі, розділені розвантажувальною камерою. Ця камера дозволяє контролювати осьову силу, що діє на ротор, що безпосередньо впливає на надійність роботи насоса.

Зростання герметичності автоматичного пристрою збільшує його коефіцієнт корисної дії, але це пов'язано зі зменшенням зазору циліндричного дроселя. При цьому може збільшуватися ризик контакту ущільнюючих поверхонь, що призводить до передчасного зносу або навіть відмови пристрою.

Робочі характеристики автоматичного розвантажувального пристрою визначаються балансом витрати на циліндричному та торцевому дроселі. Збільшення цієї витрати призводить до розкриття торцевого зазору, що в свою чергу знижує загальний коефіцієнт корисної дії насоса.

При досягненні критичного значення зазору циліндричного дроселя, тиск у розвантажувальній камері може прагнути тиску нагнітання, що може призвести до розкриття врівноважуючого пристрою. Це може спричинити неприпустиме осьове зрушення ротора і зупинку насоса, що призведе до серйозних економічних втрат.

У високонапірних насосах важливу роль відіграє автоматичний розвантажувальний пристрій, який забезпечує надійність роботи всього насоса. Зокрема, у цьому пристрої присутній торцевий зазор, який у відповідних умовах може набувати форми дифузора через силові деформації балансувального диска.

Це призводить до увігнутої діаграми гідростатичного тиску у зазорі, що зменшує гідростатичну силу та результуючу силу осьового тиску, що впливає на зменшення лицьового зазору.

Враховуючи взаємодію гідродинамічних характеристик циліндричних і торцевих дроселів, важливо відзначити, що зміна середнього радіального зазору циліндричного дроселя може суттєво вплинути на роботу автоматичного розвантажувального пристрою. Навіть невеликі відхилення в цих зазорах можуть призвести до зміни тиску в розвантажувальній камері та швидкості потоку рідини через насос, що впливає на його ефективність.

Для деяких конструкцій автоматичного балансування важливо враховувати не лише величину сил, що діють в торцевому зазорі, але й їхній вплив на конструкцію пристрою. Наприклад, зміна середнього радіального зазору циліндричних дроселів може змінити характер течії рідини в системі і вплинути на ефективність насоса.

Отже, для досягнення оптимальної роботи насоса необхідно уважно враховувати різноманітні фактори, що впливають на роботу автоматичного розвантажувального пристрою, включаючи зміну зазорів та їхній вплив на гідродинамічні характеристики системи.

2.4 Вплив зміни геометрії дроселів гідроп'яти на її характеристики

При проектуванні гідроп'яти враховуються задані геометричні параметри, які визначають осьову силу та витрату через неї. Проте похибки під час виготовлення можуть призвести до неполощинності робочих поверхонь, що збільшує торцевий зазор та втрати. Деформації дисків в процесі роботи також впливають на характеристики гідроп'яти.

Похибки зборки та виготовлення, властивості перекачуваного середовища, температура, а також параметри роботи насоса — усе це впливає на характеристики гідроп'яти. Так, геометрія торцевого і циліндричного дроселів може бути випадковою змінною.

Тому важливо у процесі проектування враховувати можливість появи похибок і відповідно розробляти стратегії для їх управління. Також важливо проводити регулярний моніторинг і обслуговування гідроп'яти для вчасного виявлення і усунення будь-яких відхилень в роботі.

2.5 Визначення деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти

У робочих умовах гідроп'яти піддаються навантаженням, головним чином, від тиску робочого середовища. Це призводить до силових деформацій диска гідроп'яти, що змінюють характер торцевого зазору. Модифікація цього зазору призводить до перерозподілу гідравлічного тиску в торцевій щілині, що змінює сили і моменти. Це може спричинити ризик розкриття торцевого зазору та підвищений знос пристрої.

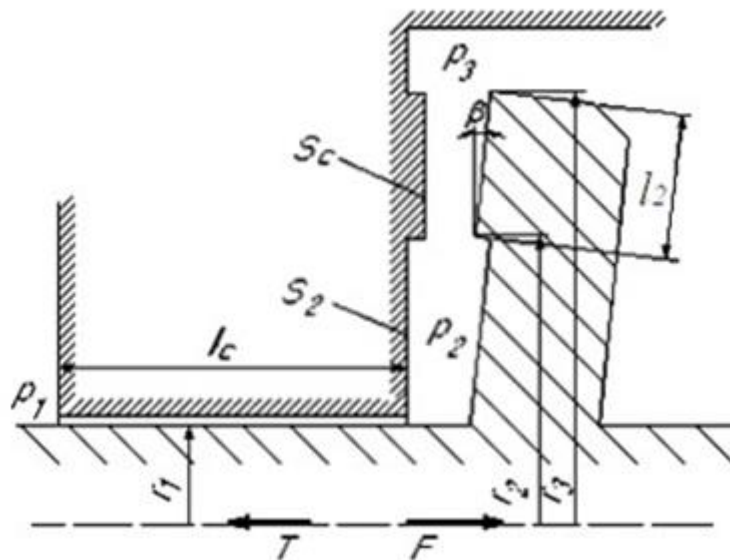


Рисунок 2.3 -Розрахункова схема врівноважуючого пристрою з урахуванням деформації диска

Інтенсивність розподіленого навантаження:

$$q' = \frac{F}{S_2 + 0,5S_c(1 - \Lambda)}$$

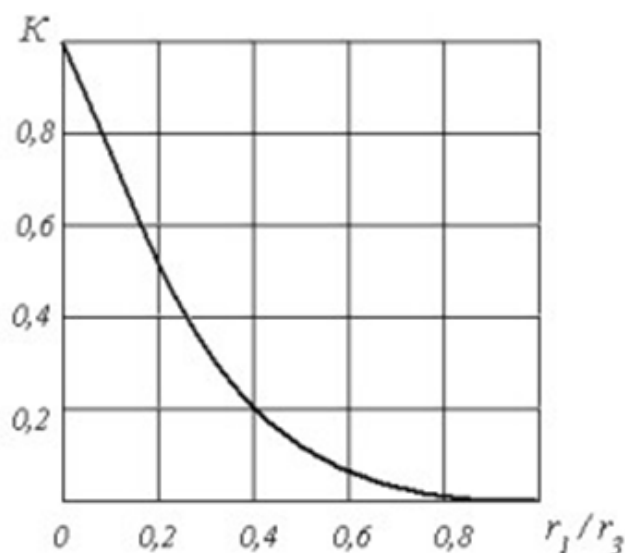


Рисунок 2.4 - Залежність коефіцієнту K від співвідношення радіусів r_1 та r_3

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 . Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою:

$$w = \frac{q \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска:

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1}$$

2.6 Висновки

Отримані основні аналітичні залежності для визначення статичних характеристик гідроп'яти дозволяють враховувати, як змінюється осьова сила та витоки рідини через гідроп'яті залежно від рівня зазору. Однак, оскільки гідроп'ята в робочих умовах відчуває навантаження, спричинені головним чином

тиском робочого середовища, це призводить до виникнення силових деформацій диска гідроп'яти. Ці деформації модифікують площинність робочих поверхонь, що, в свою чергу, змінює розподіл гідравлічного тиску в торцевій щілині. Це може призвести до зміни сил і моментів, що впливають на роботу гідроп'яти. Таким чином, важливо мати формули для обчислення силових деформацій, які враховуються у моделі для більш точних результатів.

Послідовність розв'язку задачі гідропружності:

1. а) Знаходимо параметри пристрою без урахування деформацій (з рівнянням статичної рівноваги та рівняння балансу витрат знаходимо $h_m^{(1)}$ і $p_2^{(1)}$);

б) Визначимо величину деформації $\beta^{(1)}$ спочатку плоского диска під дією прикладеної сили, підрахованої при $h_m^{(1)}$ і $p_2^{(1)}$;

2. а) Повертаємося до пункту 1. а), використовуючи рівняння рівноваги та рівняння балансу витоків, уточнюємо $h_m^{(2)}$ і $p_2^{(2)}$;

б) За нових значень $h_m^{(2)}$ і $p_2^{(2)}$ уточнюємо $\beta^{(2)}$ і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\left| h_m^{(i)} - h_m^{(i+1)} \right| \leq \varepsilon_h$$

$$\left| p_2^{(i)} - p_2^{(i+1)} \right| \leq \varepsilon_h$$

3 ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ ЦЕНТРОБІЖНОГО НАСОСА

3.1 Статичний розрахунок

Для початку необхідно визначити величину діючої на ротор насоса ЦНС 180-1050. Будемо розглядати розрахунок діючих на відцентровий насос осьових сил, $i=7$.

Частота

$$n = 3000 \text{ об/хв}$$

Діаметр заднього ущільнення всіх коліс

$$D_0 = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_0 = \frac{110 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.055 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення першого ступеня

$$D_{1перв} = 215 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_{1перв} = \frac{215 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.108 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення наступних коліс

$$D_1 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_1 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса

$$D_2 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_2 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115 \text{ м}$$

Тиск на вході в насос

$$p_1 = 1.96 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Тиск

$$p_2 = 1.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Густина води

$$\rho = 998.2 \text{ кг/м}^3$$

Площа переднього ущільнення першого ступеня

$$A_{0перв} = \pi(r_{1перв}^2 - r_0^2) = 0.027 \text{ м}^2$$

Площа переднього ущільнення наступних коліс

$$A_0 = \pi(r_1^2 - r_0^2) = 0.016 \text{ м}^2$$

$$A_{0перв} \cdot p_2 = 4.02 \cdot 10^4 \text{ м}^2$$

$$A_0 \cdot p_2 = 2.392 \cdot 10^4 \text{ м}^2$$

$$\omega = \frac{3000 \cdot \pi}{30} = 314.159$$

Визначемо осьову силу для першого колеса

$$T_{1перв} = A_{0перв} \cdot p_2 \cdot \left(1 - \frac{1 \cdot \rho \cdot \omega^2}{8 \cdot p_2} \cdot \left(r_2^2 - \frac{1}{2} \cdot (r_{1перв}^2 + r_0^2) \right) \right) = 3.518 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила

$$T = T_{1перв} + (T_1 \cdot 6) = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Надалі, щоб розрахувати статистичну характеристику традиційної конструкції гідроп'яти візьмемо наступні параметри:

Осьова сила

$$T = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Густина води

$$\rho = 998 \text{ кг/м}^3$$

Коефіцієнт опору тертя(коефіцієнт Дарсі)

$$\lambda = 0,04$$

Тиск на вході

$$p_1 = p_b = 10.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Тиск на виході

$$p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Діаметр циліндричної щілини

$$D_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_1 = \frac{115 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.0575 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення коліс

$$D_1 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_2 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса

$$D_2 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_3 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115 \text{ м}$$

Зазор

$$h_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Довжина щілини штатної п'яти

$$l_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Довжина щілини

$$l_2 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Розв'язок:

Радіус r_m знаходимо за формулою

$$r_m = \frac{r_3 + r_2}{2} = 0.103 \text{ м}$$

Через систему рівнянь

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0,5(p_2 + p_3)S_c - p_3 S_3$$

$$2\pi \cdot r_1 \cdot h_1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot h_1}{\rho \cdot \lambda \cdot l_1}} \cdot \sqrt{p_1 - p_2} = 2\pi \cdot r_m \cdot h_m^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{4}{\rho \cdot \lambda \cdot l_2}} \cdot \sqrt{p_2 - p_3}$$

знайдемо h_m та p_2

$$h_m = 7.195 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$p_2 = 7.067 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Провідність циліндричного дроселя

$$g_1 = 2\pi r_1 h_1 \sqrt{\frac{4h_1}{\rho \lambda l_1}} = 1.113 \cdot 10^{-6}$$

Провідність торцевого дроселя

$$g_2 = 2\pi r_2 h_m \sqrt{\frac{4h_m}{\rho \lambda l_2}} = 7.869 \cdot 10^{-7}$$

$\lambda = 0.04$ - коефіцієнт опору тертя для автомодельної області турбулентної течії для кільцевого зазору. Перевіримо баланс розходу та номінальний витрата:

$$g_1^2 \cdot (p_1 - p_2) = 4.252 \cdot 10^{-6};$$

$$g_2^2 \cdot p_2 = 4.376 \cdot 10^{-6}.$$

$$Q_n = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = 2.062 \cdot 10^{-3}.$$

Знайдемо контактну площу

$$S_c = \pi \cdot (r_3^2 - r_2^2) = 0.016, \text{ м}^2$$

та інші необхідні для розрахунку площі

$$S_2 = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) = 0.015 \text{ м}^2;$$

$$S_e = S_2 + 0,5S_t = 0.023 \text{ м}^2$$

Побудуємо графіки:

$$T(h) = p_2(h) \cdot S_2 + 0.5 \cdot (p_2(h) + p_3) \cdot S_c - p_3 \cdot S_3$$

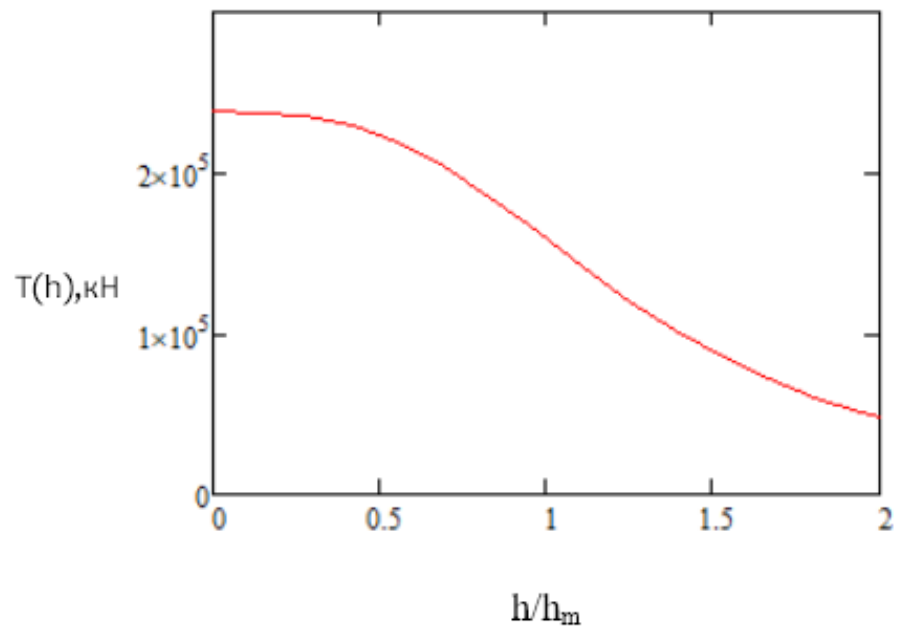


Рисунок 3.1 - Графік залежності осьової сили від зазору

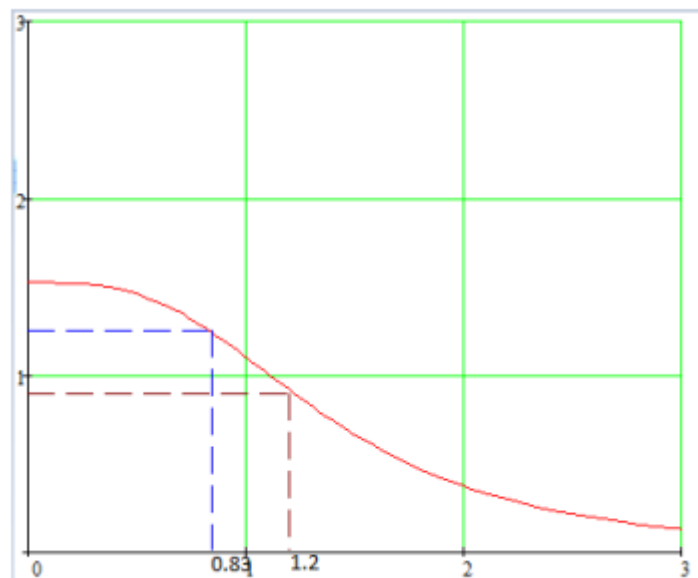


Рисунок 3.2 - Залежність осьової сили від торцевого зазору

Отже, зміна зазору буде в наступних межах:

$$h_m \cdot 0.83 = 5.972 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$h_m \cdot 1.22 = 8.778 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

Залежність тиску p_2 від зазору

$$p_2(h) = \frac{p_1 \cdot g_1^2 + p_3 \cdot g_2(h)^2}{g_1^2 + g_2(h)^2} \text{ Па}$$

Покажемо на графіку

Рисунок 3.2 - Залежність тиску p_2 від зазору

P_2 , Па

Залежність витрат від зазору

$$Q(h) = g_2(h) \cdot \sqrt{p_2(h) - p_3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Покажемо на графіку

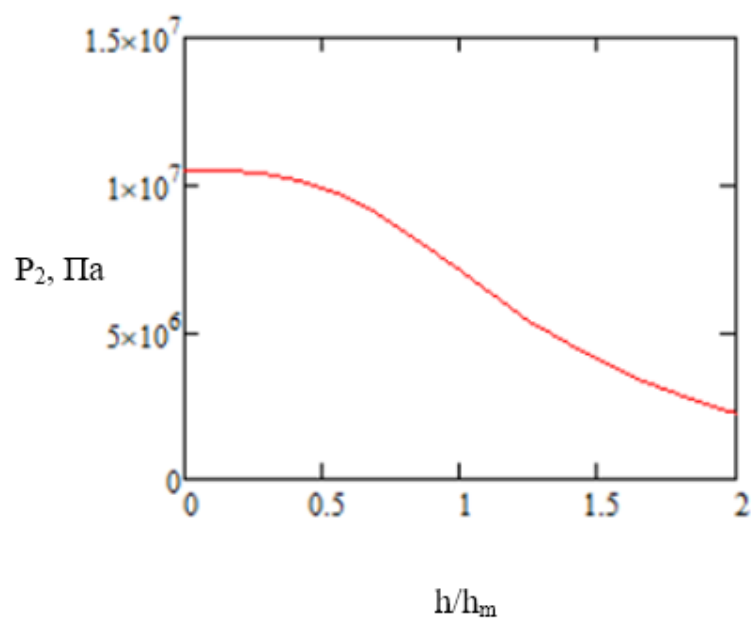


Рисунок 3.3 - Залежність тиску p_2 від зазору

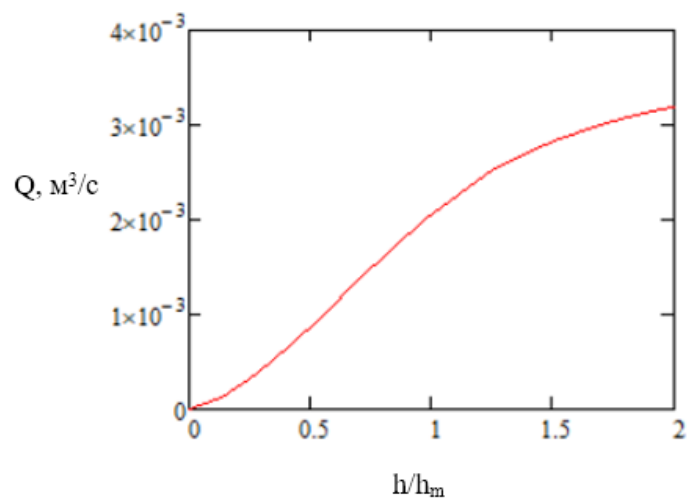


Рисунок 3.4 - Залежність витрат від зазору

3.2 Визначення деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти для насоса. Деформації кільця

Дані для розрахунку:

Осьова сила

$$T = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Густина води

$$\rho = 998 \text{ кг/м}^3$$

Коефіцієнт опору тертя (коефіцієнт Дарсі)

$$\lambda = 0,04$$

Тиск на вході

$$p_1 = 10.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Тисук на виході

$$p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Діаметр циліндричної щілини

$$D_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_1 = \frac{115 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.0575 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення коліс

$$D_2 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_2 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса

$$D_3 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_3 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115 \text{ м}$$

Зазор

$$h_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Довжина щілини штатної п'яти

$$l_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Інтенсивність розподіленого навантаження розраховується

$$q' = \frac{T}{S_2 + 0.5S_c(1 - \Lambda)}$$

Для першого розрахунку беремо $\Theta_m = 0$

Силу T знайдемо по формулі

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0.5 \cdot S_c(1 - (\Lambda + \Theta_m))p_2 = 1.943 \cdot 10^5$$

Знайдемо Λ

$$\Lambda = \frac{l_2}{2 \cdot r_m}$$

Знайдемо контактну площу

$$S_c = 2\pi \cdot r_m \cdot b_c = 0.028 \text{ м}^2$$

Та інші необхідні для розрахунку площі

$$S_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) = 0.015 \text{ м}^2$$

$$S_3 = S_2 + S_c = 0.043 \text{ м}^2$$

$$S_e = S_2 + 0.5 \cdot S_c(1 - (\Lambda + \Theta_m)) = 0.028 \text{ м}^2$$

Отже

$$q' = 7.067 \cdot 10^6$$

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 . Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q' \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.255 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.262 \cdot 10^{-4}$$

Беремо значення β знаходимо Θ_m , за нових значень уточнюємо β і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\Theta_m = \frac{\beta \cdot l_2}{2 \cdot h_m} = 0,022$$

Отже

$$q' = 6,987 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт K залишається такий самий

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 . Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q' \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.173 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.247 \cdot 10^{-4}$$

Знову беремо значення β знаходимо Θ_m , за нових значень уточнюємо β і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\Theta_m = \frac{\beta \cdot l_2}{2 \cdot h_m} = 0,022$$

Отже

$$q' = 6,987 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт K залишається такий самий

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 . Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.173 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.247 \cdot 10^{-4}$$

Знову беремо значення β знаходимо Θ_m , за нових значень уточнюємо β і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\Theta_m = \frac{\beta \cdot l_2}{2 \cdot h_m} = 0,022$$

Отже

$$q = 6,987 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт K залишається такий самий

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 . Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.173 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.247 \cdot 10^{-4}$$

Отже, після четвертого розрахунку ми досягли необхідної точності.

Дані для розрахунку гідроп'яти:

Осьова сила

$$T = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Тиск на вході

$$p_2 = 7,067 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Тиск на виході

$$p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Діаметр переднього ущільнення коліс

$$D_1 = 180 \cdot 10^{-3}$$

$$r_1 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09$$

Діаметр робочого колеса

$$D_2 = 300 \cdot 10^{-3}$$

$$r_3 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115$$

Зазор

$$h_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Довжина щілини штатної п'яти

$$l_1 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Розрахунок:

Момент M_r щодо осі Oy радіальних сил тиску, що діють на циліндричну поверхню з радіусом r_2 і довжиною l , отримуємо, якщо підсумуємо моменти проєкцій елементарних сил тиску на площину

$$dMr(p_2) = p_2 \cdot l \cdot r_2 \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot d\alpha$$

$$dMr(p_3) = -p_3 \cdot l \cdot r_3 \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot d\alpha$$

x_1 і x_2 приймаємо 0 тому що це плече зосередженої сили щодо осі Oy і вона розподілена рівномірно. Отже Момент M_r щодо осі Oy радіальних сил тиску також буде дорівнювати 0

$$b = r_2 - r_1 = 0,014 \text{ м}$$

$$r_p = r_2 + \frac{b_1}{3} = 0,119 \text{ м}$$

$$r_c = r_2 + \frac{b}{2} = 0,111 \text{ м}$$

Якщо при обчисленні моментів радіальних сил змінюються проєкції елементарних сил тиску, то при обчисленні моменту осьових сил змінним є плече елементарної сили:

$$dM_a = \frac{p_2 + p_3}{2} \cdot (r_3 - r_2) \cdot r_p \cdot \sin(\alpha) d\alpha - p_2 \cdot b \cdot r_c \cdot \sin(\alpha) \cdot da$$

Після інтеграції момент осьових сил буде дорівнювати

$$M_a = -6,239 \cdot 10^3$$

Сумарний момент сил тиску дорівнює

$$M_p = M_r + M_a = -6,239 \cdot 10^3$$

Радіус центра ваги перерізу

$$y_c = \frac{r_3 + r_1}{2} = 0,103$$

Момент інерції перерізу відносно осі Oy

$$I_y = \frac{b \cdot l^3}{12} = 9,33 \cdot 10^{-9}$$

Модуль пружності матеріалу кільця

$$E = 2,1 \cdot 10^{11}$$

За формулою знаходимо кут повороту від сил тиску

$$\varphi = \frac{M_p}{E \cdot I_y} \cdot y_c = -3,26 \cdot 10^{-5}$$

За сумарним кутом повороту перетину можна визначити зміщення зовнішніх точок контактної поверхні, обумовлені поворотом кільця ущільнювача:

$$\delta = \varphi \cdot b = -4,568 \cdot 10^{-3}$$

3.3 Чисельний розрахунок деформацій

ANSYS (American National Standards Institute System) – це високопотужний програмний комплекс, призначений для комп'ютерного інженерного аналізу та вирішення складних технічних і наукових завдань. Розроблений компанією ANSYS, Inc., цей інструмент набув широкого застосування в різних галузях, таких як машинобудування, авіаційна та автомобільна промисловість, енергетика, біомедицина та інші.

Основні можливості ANSYS:

1. Структурний аналіз:

- Лінійний і нелінійний аналіз.
- Статичний і динамічний аналіз.
- Аналіз втоми матеріалів і міцності конструкцій.

2. Тепловий аналіз:

- Стаціонарний та перехідний тепловий аналіз.
- Моделювання конвекції, теплопровідності та випромінювання.

3. Флюїдний аналіз (CFD):

- Ламінарні та турбулентні потоки.
- Теплообмін у рідинах і газах.
- Аналіз мультифазних потоків.

4. Електромагнітний аналіз:

- Низькочастотні та високочастотні електромагнітні поля.
- Аналіз СВЧ-пристроїв і антен.
- Електростатичний та магнітостатичний аналіз.

5. Мультифізичний аналіз:

- Інтеграція різних фізичних полів (структурних, теплових, флюїдних, електромагнітних).
- Синхронізований аналіз для більш точного моделювання складних процесів.

6. Оптимізація і дизайн:

- Оптимізація параметрів і топології.
- Дослідження чутливості і аналіз надійності.

Приклади завдань, які можна вирішувати в ANSYS:

1. Механічна міцність: моделювання напружень і деформацій у конструкціях, визначення критичних точок руйнування.
2. Теплові процеси: розрахунок температурних полів в електронних пристроях, теплообмінниках, двигунах.

3. Аеродинаміка: дослідження опору повітря і аеродинамічних властивостей транспортних засобів.
4. Електромагнітні поля: аналіз роботи електричних машин, трансформаторів, антенно-фідерних систем.
5. Біомеханіка: моделювання поведінки біологічних тканин, аналіз імплантатів і протезів.

ANSYS є універсальним інструментом, що надає широкі можливості для інженерного аналізу та проектування, дозволяючи досліджувати та оптимізувати складні системи віртуально перед їх фізичним втіленням.

Проведемо чисельний розрахунок задачі деформації диску гідроп'яти за допомогою програмного комплексу ANSYS.

Кроки реалізації завдання:

1) Препроцесор(Preprocessor):

а) Геометричне моделювання

Цей етап вимагає найбільших витрат часу і є основоположним для подальших розрахунків. Він включає:

- встановлення типів кінцевих елементів, які будуть використовуватись у моделі;
- визначення констант та властивостей матеріалу;
- побудову геометрії моделі. Геометрія повинна точно відображати фізичний об'єкт, що аналізується, з урахуванням усіх необхідних деталей та особливостей.

б) Вибір властивостей матеріалу

Програма ANSYS має бібліотеку кінцевих компонентів, яка включає понад 80 типів елементів, кожен з яких підходить для конкретних видів розрахунків. Це може бути:

- лінійні елементи;
- плоскі елементи;
- елементи у вигляді бруска;

- 2-D або 3-D елементи в залежності від форми і складності моделі.

в) Вибір властивостей елементів.

Характеристики матеріалів є важливими для всіх типів кінцевих елементів. Вони можуть бути:

- лінійні чи нелінійні;
- ізотропні чи анізотропні;
- залежні або незалежні від температури;
- лінійні характеристики можуть задаватися як поліноми або таблично, залежно від температури;
- нелінійні характеристики включають криві деформування, криві повзучості, описи радіаційного розпухання, гіперпружні властивості і зазвичай задаються у вигляді таблиць;
- анізотропні характеристики для пружних матеріалів задаються у матричному вигляді.

г) Побудова кінцево-елементної сітки

- На цьому етапі створюється кінцево-елементна модель, яка складається з вузлів і елементів. Є два основних підходи до побудови сітки:
 - твердотільне моделювання: Визначаються геометричні границі моделі, після чого програма автоматично генерує сітку з вузлів і елементів. Користувач може контролювати розміри і форму компонентів;
 - пряма генерація сітки: В цьому випадку вручну задається положення кожного вузла і виконується об'єднання компонентів між собою. Цей підхід використовується для більш точного контролю над розташуванням елементів.

Ці етапи забезпечують точність та надійність аналізу за допомогою методу кінцевих елементів. Правильне виконання кожного з них гарантує адекватність отриманих результатів та їх коректне інтерпретування у контексті інженерних задач.

2) Розв'язок

а) Задання граничних умов, додаток навантажень і закріплень.

На цьому кроці:

- вибирається тип аналізу;
- встановлюються відповідні опції аналізу;
- прикладаються навантаження;
- визначаються опції для вибору кроку по навантаженню;
- ініціюється рішення.

Тип аналізу обирається на основі умов навантаження та реакції системи, яку необхідно отримати. У програмі ANSYS навантаження розподілені на шість категорій:

- Обмеження ступенів свободи: Це умови, які фіксують або обмежують переміщення в певних напрямках.
- Сили: Включають точкові сили, прикладені до вузлів або до кінцевих елементів.
- Поверхневі навантаження: Наприклад, тиск, прикладений до поверхонь моделі.
- Об'ємні сили: Такі як гравітаційні сили, які діють на об'єм всього тіла.
- Інерційні навантаження: Викликані прискореннями або обертаннями.
- Навантаження для пов'язаних завдань: Такі як температурні навантаження або магнітні поля.

Більшість навантажень можуть бути прикладені до:

- Твердотільної моделі: У ключових точках, по лініях та поверхнях.
- Кінцево-елементної моделі: У вузлах або до самих елементів.

б) Розв'язання самого завдання

Після задання всіх необхідних умов та навантажень:

- Виконується команда SOLVE.

- Програма звертається до бази даних за інформацією про модель та навантаження.

- Виконує обчислення, результати яких записуються в окремий документ і в базу даних.

Зберігання результатів:

- В базі даних може зберігатися тільки один комплект результатів.

- В файл можуть бути записані результати для всіх кроків вирішення.

Основні типи аналізу в ANSYS можуть включати:

- Статичний аналіз.
- Динамічний аналіз.
- Тепловий аналіз.
- Електромагнітний аналіз.

Кожен тип аналізу вимагає відповідних налаштувань та умов для коректного виконання обчислень. Вибір правильного типу аналізу та точне задання умов є критичними для отримання достовірних і коректних результатів.

3) Постпроцесор

Для перегляду підсумків дозволено користуватися двома постпроцесорами програми ANSYS. Глобальний постпроцесор застосовується для аналізу результатів одного кроку виведення і забезпечує придбання ліній рівня, картину деформованого стану, лістинг результатів, оцінку похибки рахунку, з'єднання розрахунків, виконання обчислень на основі отриманих даних.

Постпроцесор процесу навантаження застосовується для перегляду підсумків в зорієнтованих точках розрахункової моделі в кожному рішенні; дозволено отримати графік підсумків як функцію часу або частоти, лістинг результатів, реалізувати арифметичні і алгебраїчні обчислення.

Послідовність дій при розрахунку деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти в програмному комплексі Ansys:

1. Визначення типу елемента, характеристик елемента, виду поперечного перерізу і матеріалу.

Тип елемента – тривимірний, матеріал – ізотропний, модуль пружності $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

2. Створення геометричної моделі.

Здається становище кожного вузла і здійснюється з'єднання елементів між собою.

3. Прикладання навантажень і закріплень.

В якості навантаження прикладено рівнорозподілений тиск. Для прикладання закріплень необхідно вказати ступеня свободи і значення переміщень.

4. Виконання розрахунку.

Оскільки всі необхідні навантаження і закріплення вже задані, достатньо запустити завдання на рахунок командами екранного меню. За замовчуванням запускається статичний розрахунок.

5. Збереження бази даних.

6. Перегляд результатів рішення.

У препроцесорі можна візуалізувати і переглянути в спеціальних текстових вікнах всі потрібні результати.

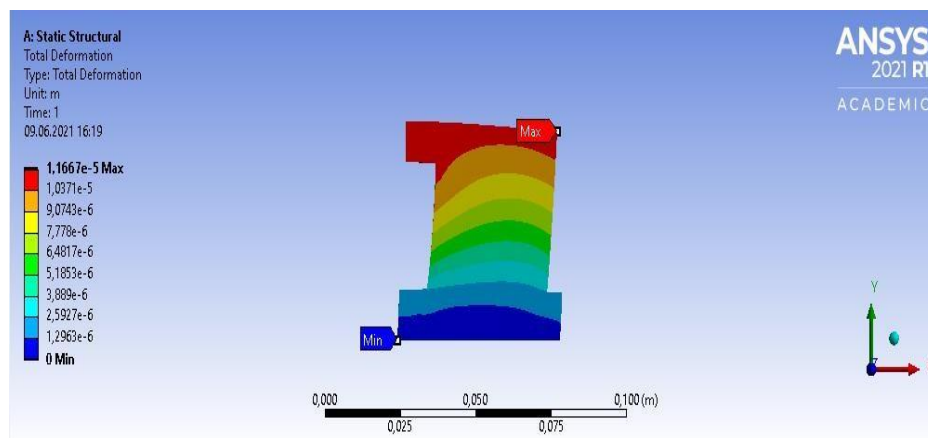


Рисунок 3.5 – Загальні деформації

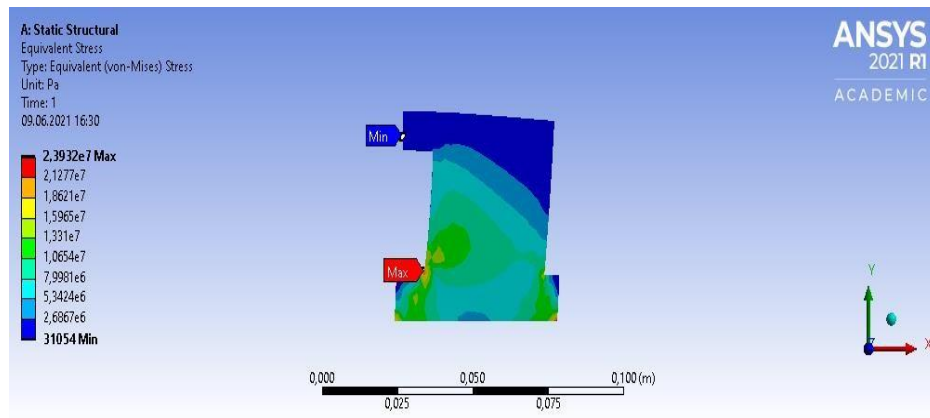


Рисунок 3.6 – Еквівалентні напруження

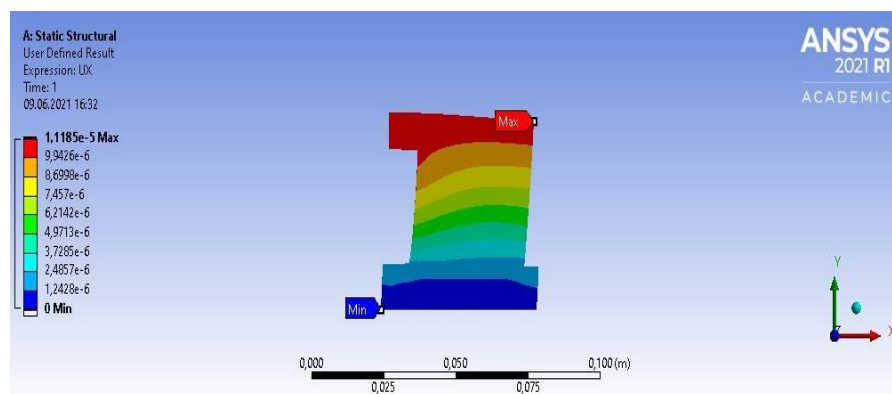


Рисунок 3.7 – Кутіві деформації

Для визначення кута конусності, що обумовлена прогином диска гідропр'яти використовуємо формулу:

$$\beta = \frac{UX_1 + UX_2}{r_3 - r_1} = 2,72 \cdot 10^{-5}$$

Послідовність дій при розрахунку деформацій врівноважуючого диска гідропр'яти в програмному комплексі ANSYS:

3. Визначення типу елемента, характеристик елемента, виду поперечного перерізу і матеріалу
 - Тип елемента: тривимірний.
 - Матеріал: ізотропний.

- Модуль пружності: $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа

2. Створення геометричної моделі

- Задаються положення кожного вузла.
- Здійснюється з'єднання елементів між собою.
- Модель розбивається кінцево-елементною сіткою.

3. Прикладення навантажень і закріплень

- Навантаження: прикладено рівнорозподілений тиск, у торцевому зазорі – за лінійним законом.
- Закріплення: необхідно вказати ступені свободи і значення переміщень.

4. Виконання розрахунку

- Всі необхідні навантаження і закріплення задані.
- Запускається завдання на рахунок командами екранного меню.

За замовчуванням виконується статичний розрахунок.

5. Збереження бази даних

- Зберігається база даних для збереження всіх параметрів і результатів моделювання.

6. Перегляд результатів рішення.

- У препроцесорі можна візуалізувати і переглянути в спеціальних текстових вікнах всі потрібні результати.
- Відображаються деформації, напруження та інші необхідні параметри.

7. Перегляд похибки

- Аналіз похибки: перевіряється точність обчислень. Форма і якість кінцево-елементної сітки впливає на точність обчислень.
- Зміна сітки: при необхідності кінцево-елементну сітку змінюють. Занадто груба сітка збільшує похибку, тому рекомендується використовувати елементи з приблизно однаковими сторонами.

- Повторний розрахунок: якщо похибка більше 10%, геометричну модель слід розбити на більш точну, при цьому попередню сітку видаляють і замінюють новою.

Додаткові поради для розрахунку:

- Контроль якості сітки: Уникати занадто вузьких і витягнутих елементів, оскільки вони можуть призвести до великих похибок.
- Аналіз напружень: Перевірити критичні точки моделі на наявність максимальних напружень.
- Оцінка результатів: Зіставити отримані результати з теоретичними значеннями або результатами інших відомих рішень для перевірки достовірності.

Дотримання цієї послідовності дій забезпечить точний і надійний розрахунок деформацій врівноважуючого диска гідропр'яти в ANSYS. Правильне визначення початкових умов, створення геометричної моделі, коректне задання навантажень та закріплень, а також аналіз результатів та похибок дозволять досягти високої точності моделювання.

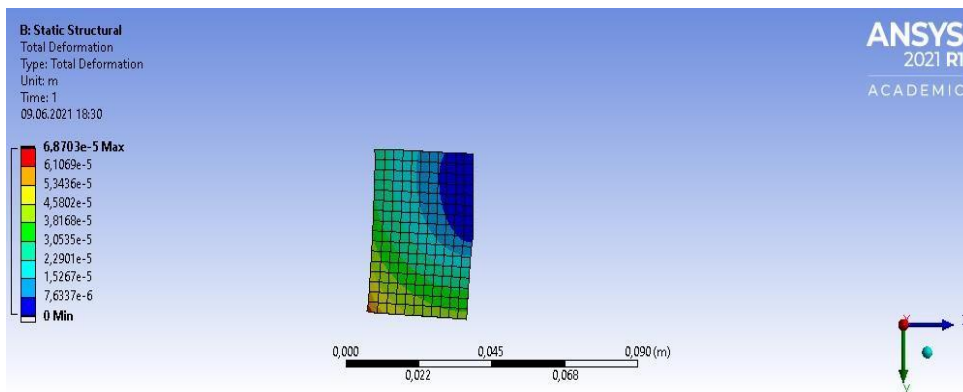


Рисунок 3.8 – Загальні деформації кільця

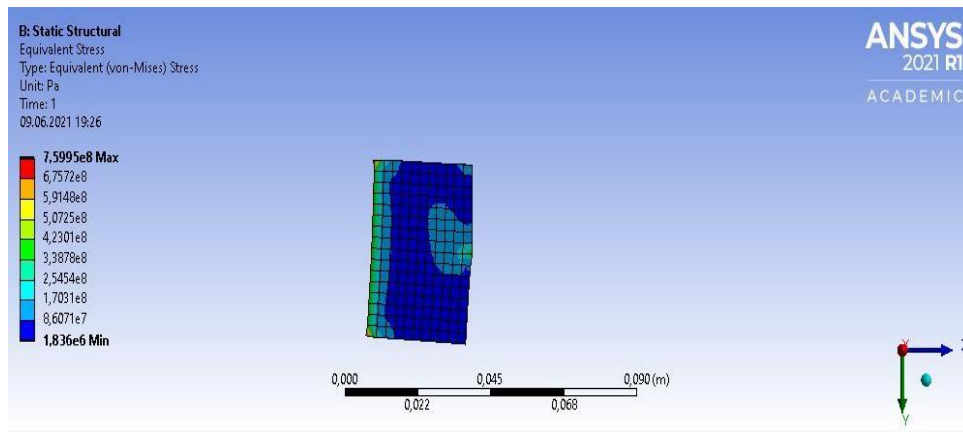


Рисунок 3.9 – Еквівалентні напруження

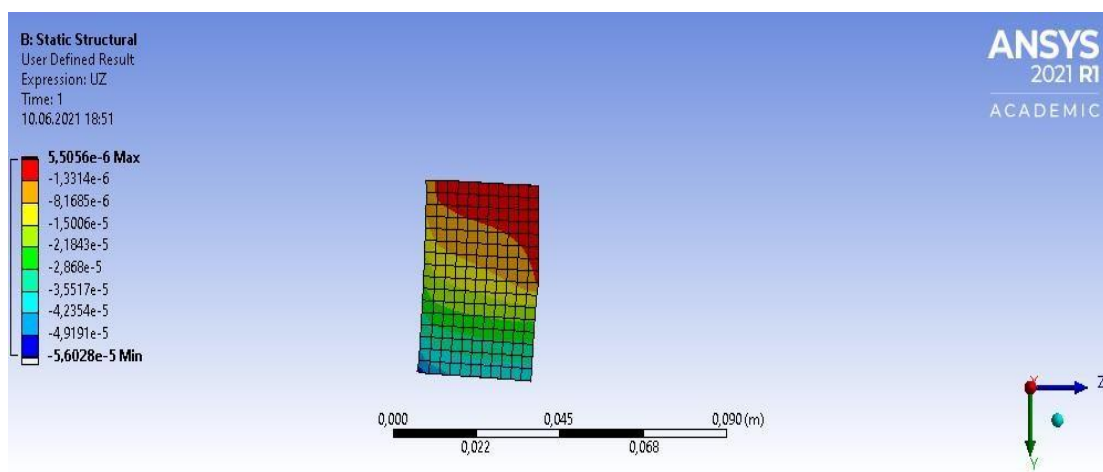


Рисунок 3.10 – Кутові деформації

Для визначення кута конусності, що обумовлений прогином диска гідроп'яти використаємо формулу:

$$\beta = \frac{UZ_1 + UZ_2}{r_3 - r_1} = 1,86 \cdot 10^{-5}$$

3.4 Висновки

Проаналізовано гідроп'яті для конкретного типу насоса ЦНС180-1050, провівши детальний статичний розрахунок. Отримані результати включають

статичні характеристики, що вказують на залежність осьової сили T від зазору h . Ця залежність є важливою для визначення оптимальних параметрів торцевого зазору, які впливають на ефективність роботи насоса.

Порівняли можливі деформації диска для двох типів конструкцій: стандартної і модифікованої. Порівнюючи вирази для них, виявлено, що модифікована конструкція характеризується меншим кутом конусності, що може мати важливе значення для ефективності та довговічності роботи насоса.

ВИСНОВКИ

1. У сучасних умовах, з урахуванням різноманітності умов експлуатації та вимог до пристроїв, вирішенням завдань підвищення надійності, герметичності і довговічності, було розроблено нові конструкції гідроп'ят з пружно встановленим кільцем.
2. У роботі був проведений статичний розрахунок гідроп'яти, в результаті чого були отримані аналітичні залежності тиску в камері гідроп'яти від торцевого зазору. Також були знайдені залежності осьової сили та витрати рідини через гідроп'яту від величини торцевого зазору.
3. Вирішено завдання гідропружності, під час якого були знайдені деформації диска автоматичного врівноважуючого пристрою, що обумовлені тиском. За допомогою програмного комплексу ANSYS були отримані значення деформацій диска гідроп'яти.
4. Проведено чисельний розрахунок гідроп'яти для конкретного насоса ЦНС180-1050. Виявлено, що для модифікованої конструкції кут конусності в торцевому каналі менший, що сприяє площинності торцевого каналу та збільшує надійність гідроп'яти та насоса в цілому.

СПИСОК ВИКОРИСТНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Martsynkovskyy V.A., Deineka A., Korczak A., Peczkis G. Static calculation of the rotor unloading automatic machine for a high-pressure centrifugal pump IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.2017. 233 (1).
2. Korczak, A., Martsynkovskyy, V., Gudkov, S. Estimating influence of inertial resistance of throttle for hydraulic balancing device on rotor axial vibration. *Procedia Engineering*. 2012. 39, pp. 261-274.
3. Li Z.-M., Zhou Q., An Q., Wang Z.-D. Dynamic analysis of an unbalanced rotor-water pump-bearing system considering varying compliance effect and localized defects on bearing races. 2015. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 229 (4), pp. 424 – 438.
4. Korczak A., Martsynkovskyy V., Gudkov S. Estimating influence of inertial resistance of throttle for hydraulic balancing device on rotor axial vibration. (2012) *Procedia Engineering*, 39, pp. 261 – 274.
5. DeSmidt H.A. Imbalance vibration suppression of a supercritical shaft via an automatic balancing device. 2009. *Journal of Vibration and Acoustics*, 131 (4), pp. 0410011 – 04100113.
6. Chen L., Li Z., Wang W., Gao J. Self-recovery Principle and Method for Unbalanced Vibration of Rotating Machinery. 2021. *Jixie Gongcheng Xuebao/Journal of Mechanical Engineering*, 57 (22), pp. 416 – 424.
7. Luo Y., Wang P., Jia H., Xu H., Wang C. Effect of Rolling Bearing on Dynamic Characteristics of Seal-Rotor System. 2019. *Prognostics and System Health Management Conference, PHM-Qingdao 2019*, art. no. 8942999.
8. Childs D.W., Dressman J.B Convergent Tapered Annular Seals: Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients. *ASME J. of Tribology*. 1985. Vol. 107. P. 307-317.
9. Dietzen F.J., Nordmann R. Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite-Difference Techniques. *ASME J. of Tribology*. July. 1987. Vol. 109. P. 388-393.

10. GÜlich J. F. Centrifugal pumps, fourth edition: eBook. 2019. P. 1264.
11. Ansys CFX-Solver Theory Guide, Release 12.1, ANSYS Inc., 2009.