

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)

_____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерна механіка», на тему: Вплив геометрії торцевого дротеля гідравлічного пристрою балансування на осьові коливання ротора

Здобувача групи КМ.м-21 МАЛЮТИ Михайла Юрійовича.

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

_____ Михайло МАЛЮТА
(підпис)

Керівник: асистент, к.т.н. Олександр ПОЗОВНИЙ _____
(підпис)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 57с., 35 рис., 2 табл., 15 дж.

Об'єкт досліджень – автоматичний урівноважуючий пристрій.

Предмет досліджень – статичні та динамічні характеристики урівноважуючого пристрою, осьове урівноваження сил гідроп'ятою.

Мета роботи – дослідження статичних та динамічних характеристик гідроп'яти при різних значеннях конусності торцевого каналу, розробка методу оцінювання їх впливу на деформації.

Методи дослідження – аналітичний розрахунок, розв'язування та аналіз задач потоку рідини та впливу різних сил на гідроп'яту.

У роботі показано значимість використання автоматичного урівноважуючого пристрою, робота якого залежить від методу осьового урівноваження. Так як, урівноважуючі пристрої здебільшого використовуються у відцентрових насосах, то вибір методу його встановлення є доволі важливою справою якою завжди стурбовані інженери усього світу. Вплив різних сил на гідроп'яту, аналіз руху рідини та безліч інших експериментів проводяться для знаходження максимальної віддачі насосу та максимально ефективного використання усіх його функцій з-за рахунок зміни конфігурацій збільшення чи зменшення шпаринних ущільнень.

У роботі побудовано розрахункову сітку для різних геометричних конструкцій гідроп'яти методами урівноваження: конфузор, дифузор, паралельні стінки. Під час виконання роботи задачі були розв'язані за допомогою аналітичних та числових методів. На цій основі були розраховані значення витоків, значення тисків, що діють на тіло, максимальні відхилення від положення рівноваги (деформації), при використанні методу скінчених елементів та скінчених об'ємів за допомогою програмного комплексу «Ansys Workbench». Було проаналізовано вплив досліджуваних методів урівноваження гідроп'яти з подальшими висновками: перевагами та недоліками використання таких методів гідроп'ятою.

Прогнозні припущення про розвиток об'єкта дослідження – розширення області застосування автоматичного урівноважуючого пристрою шляхом використання їх у відцентрових машинах для перекачування рідини для нафтової та будівельної промисловості.

АВТОМАТИЧНИЙ УРІВНОВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ, МЕТОД ВСТАНОВЛЕННЯ, АНАЛІЗ РУХУ РІДИНИ, МЕТОД СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ДЕФОРМАЦІЯ, ВІДЦЕНТРОВІ МАШИНИ.

Зміст

ВСТУП.....	5
1 ГІДРОП’ЯТА ЯК ПРИСТРІЙ УРІВНОВАЖЕННЯ.....	10
1.1 Загальні поняття про гідроп’яту	10
1.2 Переваги та недоліки гідроп’яти	16
1.3 Приклади методів балансування осьової тяги та принцип їх роботи	17
1.4 Висновок	19
2 АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ СТАТИКИ ТА ДИНАМІКИ УРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ	20
2.1 Дослідження статичної моделі конструкції в статичному положенні ...	20
2.2 Дослідження динамічної моделі конструкції у динамічній постановці	22
2.3 Висновок	25
3 РОЗРАХУНОК ПОТОКУ РІДИНИ ОСЬОВОГО ВРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ	27
3.1 ANSYS. Побудова розрахункових сіток та геометричної моделі в ANSYS. Передумови до побудови графіків і розрахунків	27
3.2 Принципи та методи розрахунку за допомогою методів скінчених елементів та методів скінчених об’ємів.....	33
3.3 Розрахунок осьового урівноважуючого пристрою за допомогою сучасних програмних комплексів на базі Ansys Workbench та SolidWork ..	38
3.4 Висновок	47
4 ПОРІВНЯННЯ ЗНАЧЕНЬ ТИСКІВ, ВИТОКІВ І СИЛ, ГРАФІКІВ І ТАБЛИЦЬ З ВИКОРИСТАННЯМ СХЕМ КОНФУЗОРУ, ДИФУЗОРУ ТА ПАРАЛЕЛЬНИХ СТІНОК КАНАЛІВ УЩІЛЬНЕНЬ	48
4.1 Побудова графіків залежностей тиску від довжини для стінок каналів ущільнень на основі знайдених даних в програмі Ansys.....	48
4.2 Побудова таблиць залежностей тиску від довжини для стінок каналів ущільнень на основі побудованих графіків в програмі Excel.....	51
4.3 Висновок	53
ВИСНОВКИ.....	54
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	55

ВСТУП

Насос – це складний механічний пристрій, який використовується для перекачування рідини з одного місця в інше. Принципом його роботи є зміна тиску робочого середовища. Насос складається з корпусу, в якому знаходиться робоче колесо з лопатками та ротором, на якому воно розміщене, і це забезпечує зміну тиску, та засобів для забезпечення з'єднання з трубопроводом.

Неможливо переоцінити роботу будь-якого насосу у повсякденному житті. Насоси використовують при будівництві, в сільському господарстві, в автотранспорті, в нафтовидобуванні, підприємствах та інше. Один такий виріб здатен забезпечити роботу цілого підприємства, а подекуди підприємство використовує сотні таких насосів. Насоси дають змогу перекачувати як звичайну воду, так і інші рідини, певних температур, густини, під різним тиском в певному об'ємі. В своєму плані насос – мотор рушію сучасної промисловості.

За принципом роботи насоси поділяються на динамічні та об'ємні.

Динамічні насоси — це насоси, в яких рідина під впливом гідродинамічних сил переміщується в камері, що постійно сполучена з вхідним і вихідним патрубками насоса. Динамічні насоси, зі свого боку, поділяються на лопатеві насоси, насоси тертя та насоси інерційного типу. Лопатеві насоси — це ті насоси, в яких рідина переміщається за рахунок енергії, що передається їй при обтіканні лопатей робочого колеса.

Лопатеві насоси поділяються на два види: відцентрові та осьові. У відцентрових насосах рідина переміщається крізь робоче колесо, від центру до країв, а в осьових — крізь робоче колесо в напрямку його осі.

У насосах тертя рідина переміщається за рахунок сил тертя. До насосів цього типу відносяться: вихрові, дискові, черв'ячні та гідроструменеві.

Робота інерційних насосів базується на збудженні в рідині коливань, що сприяють її руху. Конструкція всіх вібраційних насосів є однотипною. Насос складається з електромагніту, вібратора, поміщених в корпус.

Об'ємні насоси — це насоси, в яких рідина переміщається за рахунок періодичної зміни об'єму робочої камери, що поперемінно сполучається з вхідним і вихідним патрубками насоса. До них належать поршневі, пластинчасті, мембранні, гвинтові, шестерінчасті, перистальтичні. [1]

На даний момент у сучасних високонапірних відцентрових насосах загальна осьова сила, що діє на всі колеса ротора, досягає десятки, а то і більше тонн. Під час врівноваження таких сил виникають значні труднощі та спроби вимагають значних витрат потужності. Тільки об'ємні втрати у врівноважуючих пристроях деяких насосів становлять 10% їх подачі, тому вдосконалення методів урівноваження осьових сил є головною метою за для підвищення як надійності, так і економічності великих відцентрових машин.[2]

За останній час значна частина науковців стурбована в підвищенні ККД насосів, проводять дослідження зменшуючи значень витоків через міжступеневі та кінцеві ущільнення під час значних швидкостей обертання роторів та перепадів тиску. Тому саме зараз це стало можливим завдяки обчислювальній техніці та програмних комплексів числового аналізу. Завдяки таким пристроям можна вирішити доволі великий об'єм задач гідродинаміки поточних частин лопатевих машин, так само це відноситься і до відцентрових насосів.[3]

Зазвичай в елементах проточної частини в яку входять робоче колесо, підвод, відвод, розраховують течію рідини, але через те, що рідина також заповнює ущільнення, в місцях де перетворюється енергія робочої рідини, пазухи, щілини та ін., слід враховувати що ці параметри впливають на роботу насоса в цілому. Гідравлічна система повинна контролювати усі потоки рідин, які проходять через проточну частину. Таким чином впливає, що уся гідравлічна система відцентрового насосу має та складається з безлічі складних або простих елементів, в яких енергія рідини або передається, або розсіюється.[4]

Усі осьові сили, що діють на ротор, можна вважати автоматичними врівноважуючими пристроями (рис. 1.1), вони в свою чергу забезпечують функції упорного гідростатичного підшипника та комбінованого кільцевого ущільнення з саморегульованим кільцевим зазором. Так як ці функції є доволі

необхідними тому можна вважати, що врівноважуючий пристрій є одним із доцільних та бажаних варіантів безконтактного ущільнення.

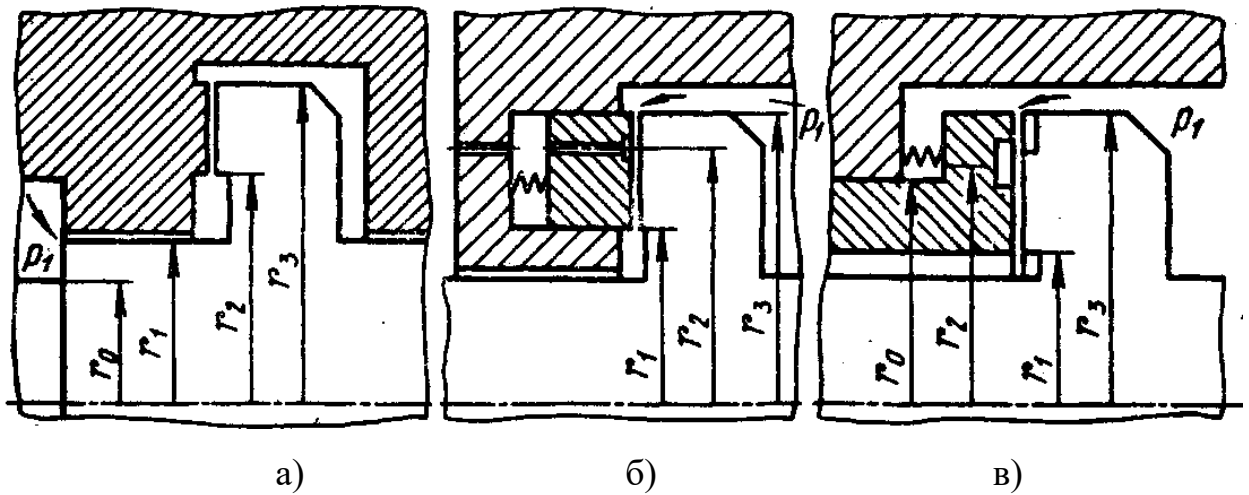


Рисунок 1.1 - Схеми торцевих ущільнень із саморегульованим зазором:
 а - врівноважуючий пристрій; б - гідростатичне ущільнення із внутрішніми дроселями; в - гідростатичне ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально-рухомої втулки

Якщо торцевий зазор буде дорівнювати нулю, та будь які витoki будуть відсутні, тоді тиск p_2 в камері V набуде максимального свого значення та буде дорівнювати тиску p_1 .

Саме тоді будуть виконуватись умови: $\beta = \Delta p_2 / \Delta p = 1$;

($\Delta p = p_1 - p_3$; $\Delta p_2 = p_2 - p_3$; $\Delta p_1 = p_1 - p_2$), та на розвантажувальний диск буде діяти максимальна сила F.

Слід також підмітити, що рух рідин у відцентровому насосі є дуже складним (рис 1.2). З абсолютною швидкістю V_0 до робочого колеса підводиться рідина і продовжує свій рух у міжлопатевому каналі виконуючи при цьому відносний і переносний рух.

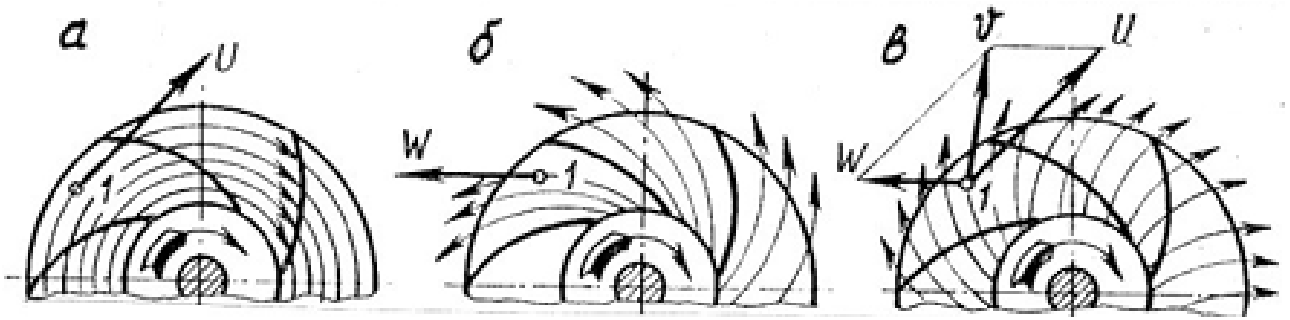


Рисунок 1.2 - Схеми руху частинок рідини в колесі насоса:
а – переносний рух; б -відносний рух; в – абсолютний рух

На рисунку 1.2 на протязі деякого часу зображено рух частинок рідини в одному і тому ж робочому колесі. Частинка 1, котра обертається разом із робочим колесом, рух якої напрямлений перпендикулярно радіусу (або по дотичній кола обертання) характеризується вектором переносної швидкості \vec{U} . Так же ця частинка, рухаючись вздовж лопаті робочого колеса, характеризується вектором відносної швидкості \vec{W} . Цей вектор є напрямленим по дотичній до лопаті. Вектором абсолютної швидкості \vec{V} характеризується абсолютний рух, який в свою чергу дорівнює геометричній сумі векторів переносної і відносної швидкостей $\vec{U} + \vec{W} = \vec{V}$. Це дає змогу збудувати трикутник (або паралелограм) швидкостей у будь якій точці міжлопатевого простору.

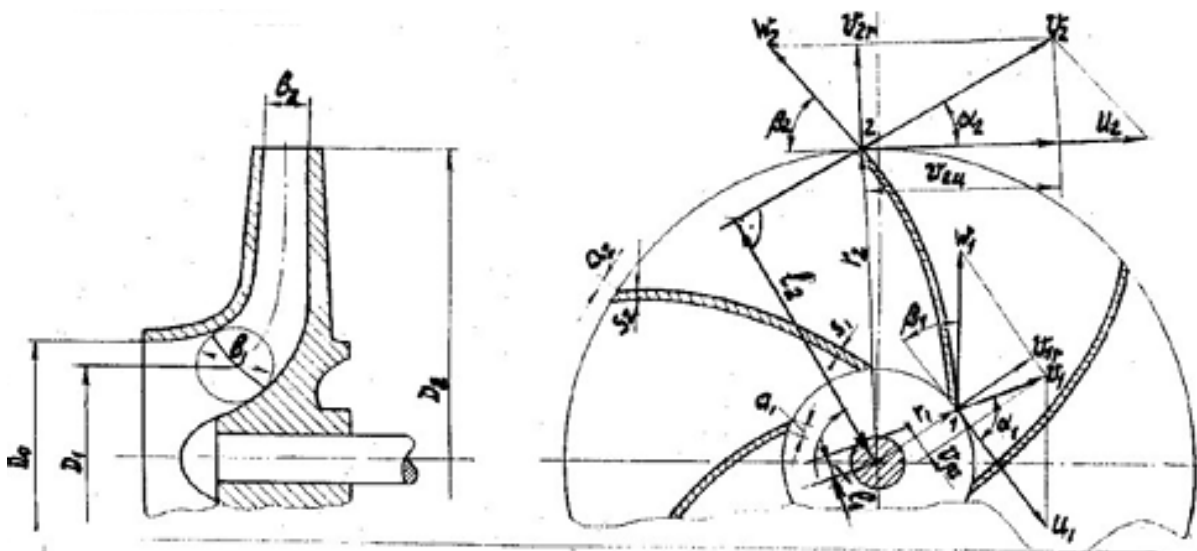


Рисунок 1.3 – Схема робочого колеса насоса і трикутники швидкостей

Для розгляду кінематики потоку при русі рідини в робочому колесі будують трикутники швидкостей на вході 1 і виході 2 з робочого колеса (рис 1.3), але при цьому мають на увазі, що трикутники швидкостей, у всіх точках перерізу (входу та виходу) будуть однаковими.[5]

У даній роботі було розглянуто гідроп'ята насоса з розрахунками основних параметрів її компонентів. Гідроп'ята – це напівавтоматичний урівноважуючий пристрій який використовується для урівноваження значних осьових сил, які виникають у багатоступінчастих відцентрових насосах.

Так як під час роботи насоса виникають радіальні і осьові сили, то гідроп'ята компенсує їх. Цей пристрій буває у вигляді: втулки, підшипника з розсікаючим елементом, вагової системи, відбивача тощо.

Цілью використання пристрою є зменшення шуму під час роботи насосу, зменшення використання електроенергії, підвищення стабільності при роботі усієї системи.

Цілю даної роботи є дослідження роботи урівноважуючого пристрою та аналіз усіх характеристик насосної системи за рахунок роботи гідроп'яти.

Будуть розглянуті переваги та недоліки усіх елементів системи, для прикладу: зниження чи підвищення терміну придатності насоса, зменшення чи збільшення продуктивності, підвищення або зниження рівня шуму під час роботи та інше.

Для найкращої роботи насоса слід обачно підбирати урівноважуючий пристрій, а саме оптимальні характеристики цього механізму для максимального відгуку насоса та покращення його робочого становища.

Таким чином, мета даної роботи є дослідження роботи урівноважуючого пристрою та статорної частини насосу і визначенні оптимальних параметрів урівноважуючого пристрою.

Результатом дослідження буде: дані про ефективність роботи відцентрових насосів з урівноважуючим пристроєм та спосіб покращення умов праці насосу з максимальним його відгуком.

1 ГІДРОП'ЯТА ЯК ПРИСТРІЙ УРІВНОВАЖЕННЯ

1.1 Загальні поняття про гідроп'яту

Основними елементами розвантажувального пристрою (рис. 1.4) є циліндричний і торцевий дроселі 1 і 3 відповідно, які розділені камерою 4. На розвантажувальний диск 5 діє тиск p_2 , який створює врівноважуючу силу F_z . Тиск в камері є залежним від гідравлічних провідностей торцевого і циліндричного дроселів. Сама провідність циліндричного дроселя з середнім радіальним зазором h_1 є залежним від ексцентриситету r , а саме від радіальних зсувів ротора щодо співвісного положення, з його радіальними коливаннями. За відсутності кутових коливань, провідність торцевого дроселя визначається величиною торцевого зазору z , тобто осьовими коливаннями ротора.

Приклади саморегульованих ущільнень розглянуті на рисунку 1.1, з відмінністю між ними в тому, що гідроп'ята в першому варіанті обертається, а опорна поверхня є жорстко закріплена зі статором, таким чином саме ущільнення виконує функцію упорного підшипника. Розглядаючи два інші варіанти можна підмітити, що аксіально рухомі елементи є статорними деталями, та якщо підняти їх жорсткість в осьовому напрямку до високих значень, то такі елементи можуть бути використані в заміні упорного гідростатичного підшипника.

Для того що б багатоступеневий відцентровий насос забезпечував підведення рідини до наступних ступенів слід виконувати умову, що радіус r_1 основного диска завжди був би меншим за внутрішній радіус покривного диска r_5 , так як тиск, який діє на бокові поверхні колеса, розподіляється по різному, так же на осьове колесо діє неврівноважена осьова сила тиску та вона же направлена у бік вхідної воронки (рис. 1.4).[2]

Під час проектування автоматичного балансуєчого пристрою виникають труднощі пов'язані з надійністю та економічністю пристрою. Якщо порівняти спроби підвищення гідравлічного опору циліндричного дроселя, то це ніби намагатися здвинути громіздкий валун голими руками, дуже складно і часом

неможливо, саме тому на практиці намагаються збільшити опір торцевого дроселя. Але через те, що торцевий зазор має розміри 20 – 200 мкм виникають ризики утворення задирів. Через значні перепади тиску на торцевому дроселі до 10 МПа виникають деформації опорного диска. Так само ці деформації стимулюють появу дифузійного зазору, який в свою чергу викликає зменшення осьової гідростатичної сили на опорний диск.

На цей час пристрої автоматичного балансування використовують в доволі вузькій сфері діяльності. Зазвичай це багатоступінчасті насоси для теплової та атомної енергетики, для переробної та нафтової промисловості, в яких ці самі насоси не мають змоги для модернізації. Розрахунки для пристроїв статичних і динамічних характеристик були складені ще в 1980 роки.[6] Надалі завдяки цим роботам почали створювати модернізовані такі конструкції [7, 8, 9], але на превеликий жаль до їх масового використання не дійшло діла.[10]

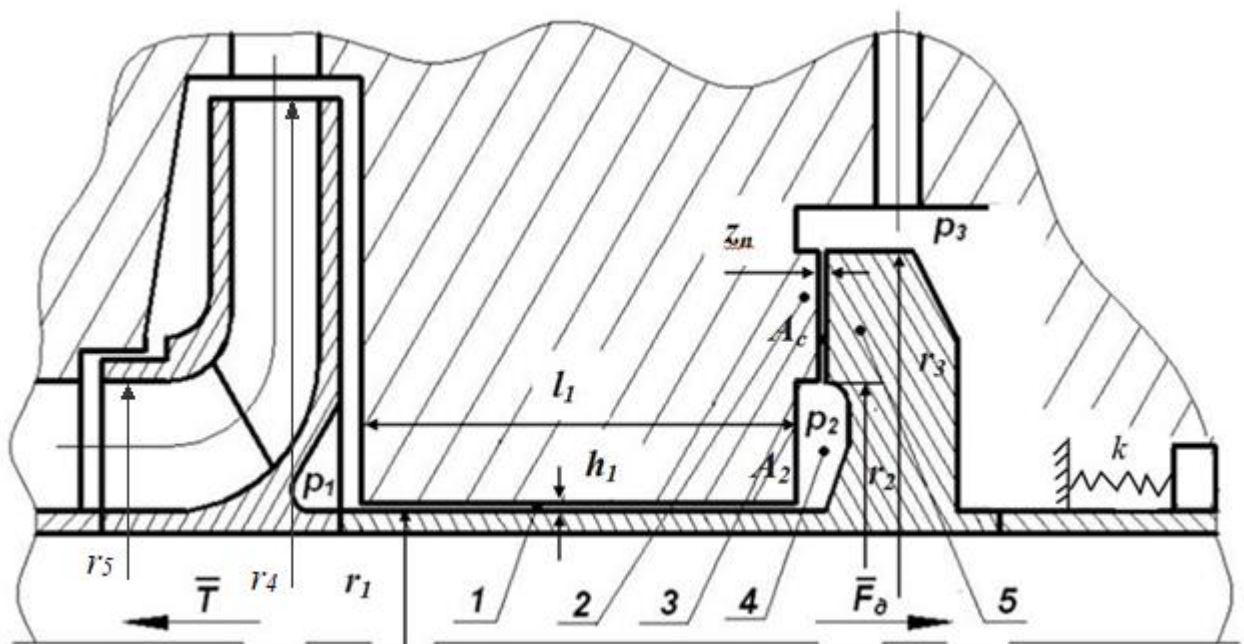


Рисунок 1.4 - Врівноважуючий пристрій ротора відцентрової машини

Під час проектування врівноважуючих пристроїв інженери прагнуть отримати якнайменше значення об'ємних втрат, хоча не менш особливу увагу приділяють для того, щоб торцевий зазор не був надто малим, адже тоді не уникнути задирання. Для того, щоб отримати бажане, слід виконати умову, коли великі зміни сили викликають малі зміни зазору, або інакше кажучи задати статичній характеристиці достатню крутість.

В деяких випадках для запобігання задиранню п'яти використовують віджимні пристрої, які збільшують зазор, зміщуючи ротор у бік нагнятання. Таким пристроєм є пружний елемент з коефіцієнтом жорсткості k і зусиллям попереднього стиснення $k\Delta F_k$ (Δ - попередня деформація пружин)[2].

Крутість статичної характеристики (гідростатична жорсткість) визначається головним чином коефіцієнтом β . У граничних випадках, коли $\beta = 1$ і $F < T$, характеристика стає горизонтальною (рис. 1.5 б) коли $\beta = 0$, характеристика зображує вертикальну пряму (рис. 1.5 в).

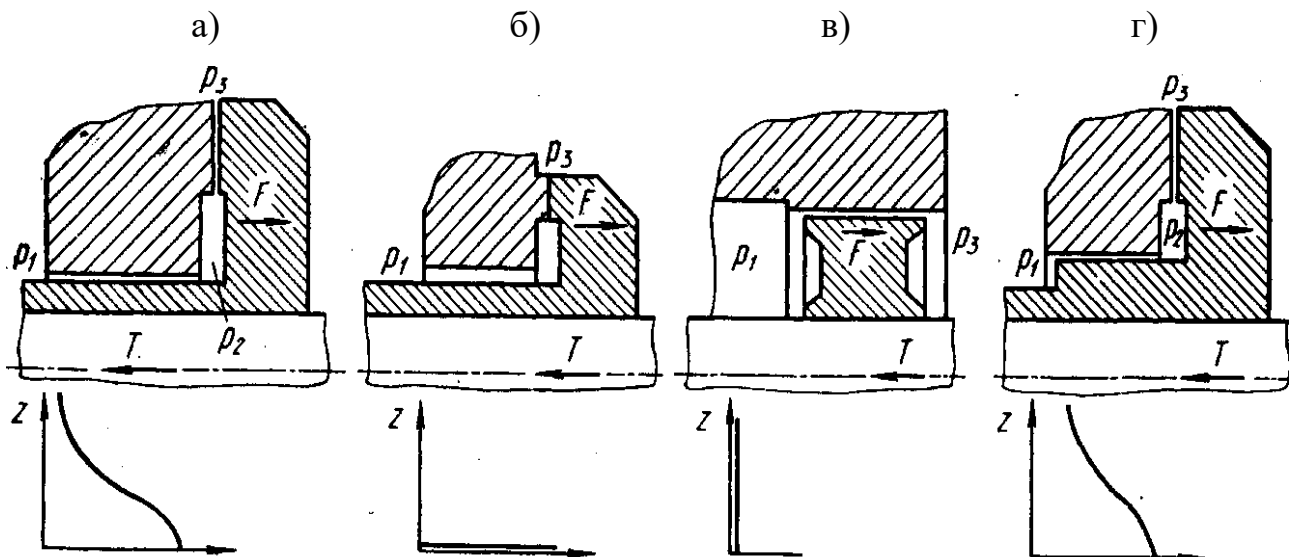


Рисунок 1.5 - Статичні характеристики врівноважувальних пристроїв:

а - звичайна конструкція; б - упорний підшипник;

в - розвантажувальний поршень; г - гідроп'ята з елементом розвантажувального поршня

Перша характеристика належить до упорного підшипника: урівноваження здійснюється без осьових зміщень ротора та витоків рідини. Проте через те, що осьова сила може змінюватися у широких межах, такі упорні підшипники виявляються важко навантаженими, та забезпечити їх нормальну роботу дуже важко.

Друга характеристика належить до розвантажувального поршня, який широко застосовують у компресорних машинах для урівноваження порівняно невеликих сил. При цьому осьове положення ротора повинне обов'язково фіксуватися додатковим упорним підшипником.[2]

Об'ємні втрати в системі розвантаження можна визначити через загальний гідравлічний опір. Керуючись формулою $l = r_3 - r_2$ при збільшенні ширини та умові зменшення зазору при небезпеці задирання не можливо досягти підвищення значень опору торцевої щілини. Таким чином існує варіант збільшити довжину циліндрової щілини, але слід враховувати збільшення осьових розмірів. Використання додаткових циліндрових щілин спостерігається у насосах що перекачують гарячу воду. Завдяки цьому отримуємо зменшення крутості статичної характеристики β , але оскільки тиски в камерах різні $p_3 > p_4$, то через це закипання води в камері відсутнє після розвантажувального диска.

Зазвичай, розрахунок системи урівноваження осьової сили за допомогою гідравлічної п'яти зводиться до визначення:

- а) перепаду робочих тисків;
- б) витрати на розвантаження осьової сили за заданим значенням торцевого зазору;
- в) розмірів щілин, що забезпечують мінімальні витoki за достатнього торцевого зазору h_2 , за якого гідроп'ята працює без контакту робочих поверхонь

Рекомендовані зазори $h_2 = 0,08-0,25$ мм; $h_1 = 0,2-0,4$ мм.[11]

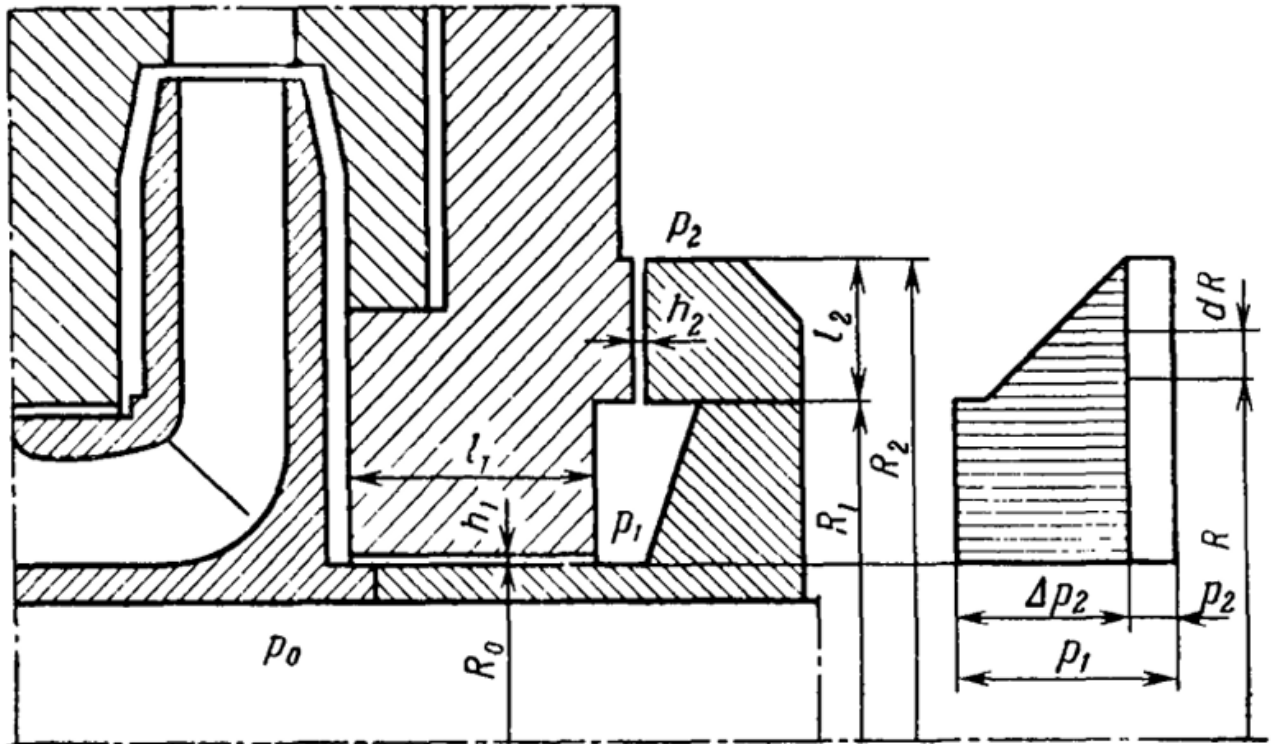


Рисунок 1.6 – Схема для розрахунку гідравлічної п'яти

Зазвичай насоси мають в своєму складі розвантажувач для відводу осьових сил до цього він ще складається з двох тандемних дроселів (рис. 1.6). Кільцева щілина має функції дроселю 5, та зміщення ротора не впливає на неї. Опір другого дроселя 4 обернено пропорційний величині осьового зазору в ступені 1,5, та цей же дросель являє собою торцевий зазор. Між положенням ротора та балансуєючої осьової сили виникає зворотній зв'язок котрий забезпечується торцевим дроселем 4. Між обертовою та нерухомою поверхнями знаходяться зазори 4 і 5, через те що відцентрові навантаження в поєднанні з деформаціями, що викликані температурою та незначними силами, можуть викликати ризик у створенні задирів.[12]

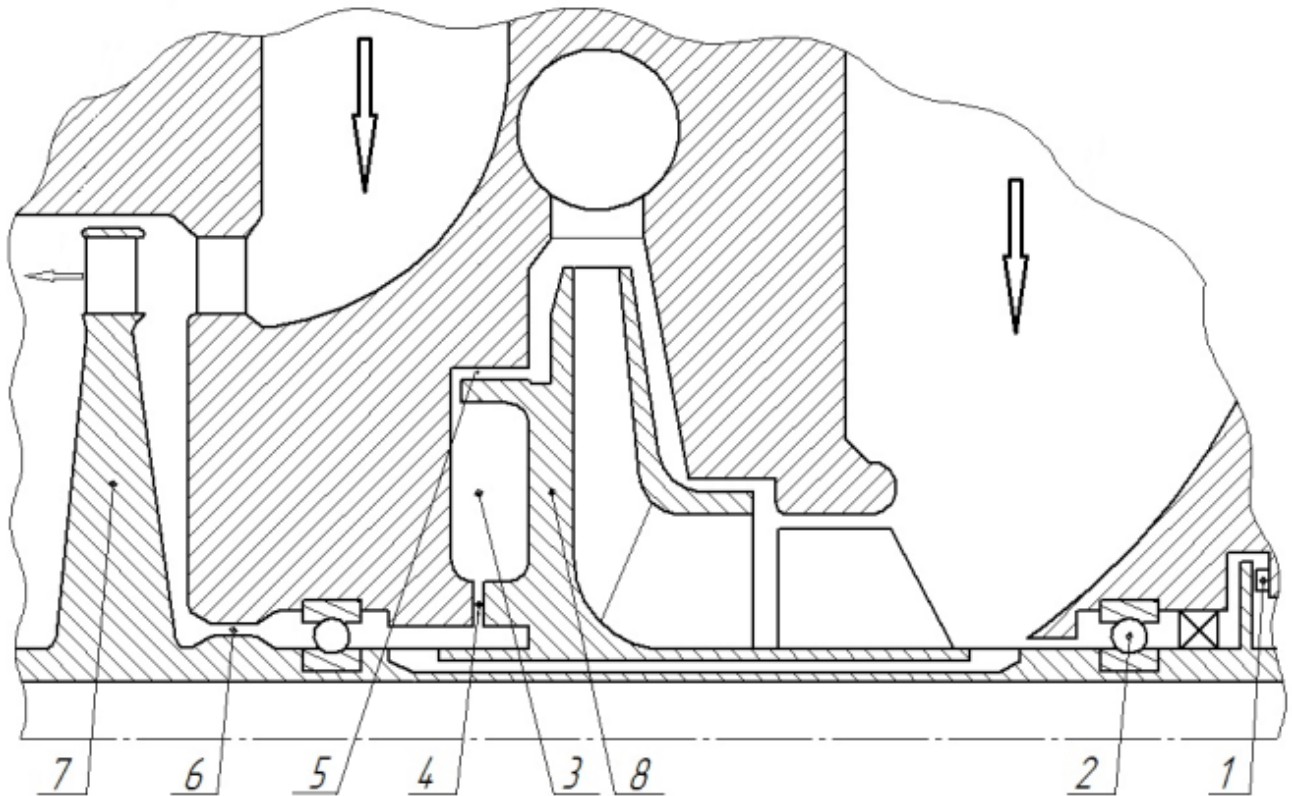


Рисунок 1.7 – Традиційна схема відцентрової машини з автоматично розвантажувальним пристроєм

На рисунку 1.7 зображена розрахункова схема розвантажувальної камери обмеженої двома змінними зворотно-поворотними щілинними дроселями, роблячи відмінним її від стандартної. Під час того як ротор переміщується вправо, то провідності нижнього дроселя зменшуються і відповідно більшого – збільшуються. Ротор починає повертати у вихідне положення за рахунок збільшення балансуєчої сили, тобто підвищеним тиском у розвантажувальній камері. Через те, що площа поверхні, що утворює дросельну канавку, менша, то і ризик забивання становиться теж меншим відповідно.[13]

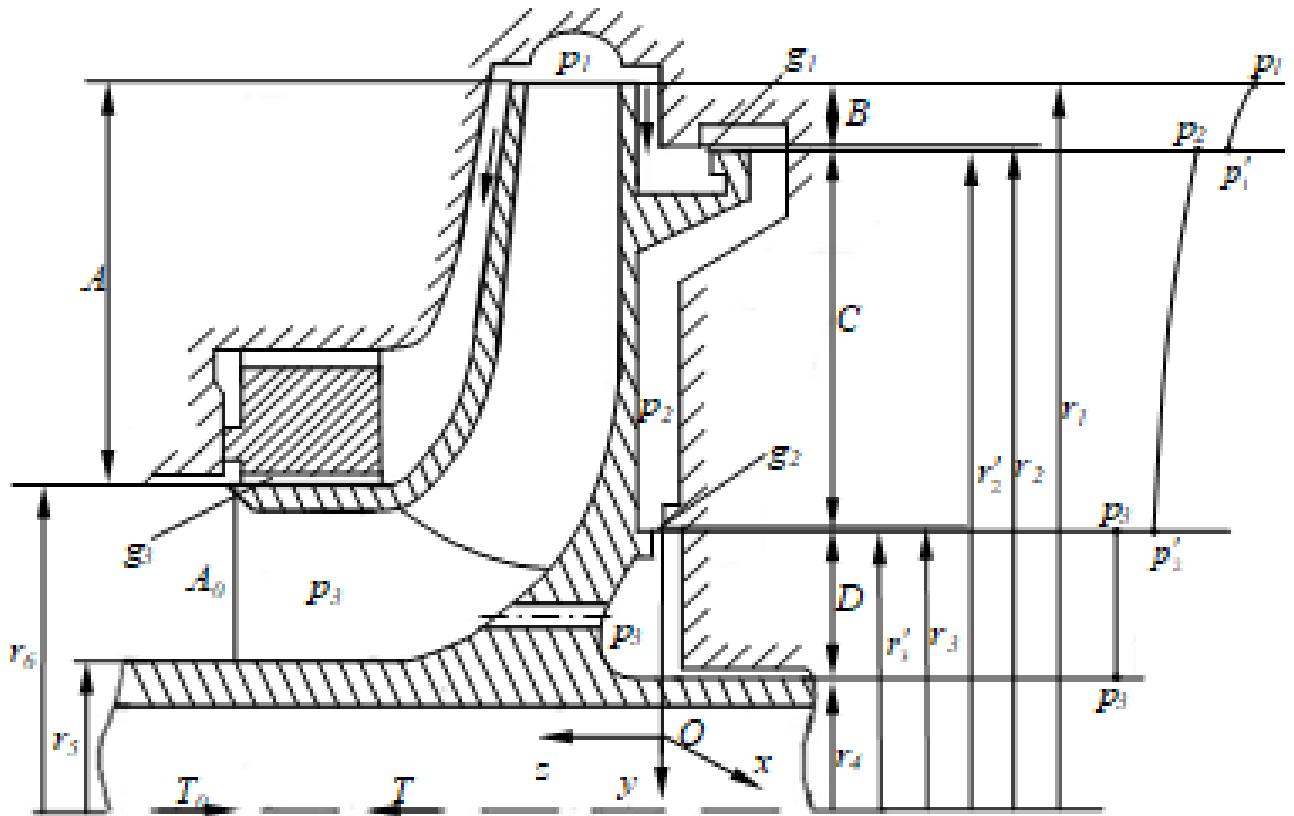


Рисунок 1.8 - Розрахункова схема відцентрового насоса з автоматичною розвантажувальним пристроєм

Діаметральні розміри в гідропривідних турбонасосних агрегатів пластової рідини не дозволяють використовувати гідроп'яту. А осьова сила, що діє на ротор досягає десятки тисяч ньютонів. Саме тому на заміну використовують «обернену» гідроп'яту. Її відмінність від звичайної в тому, що торцевий дросель має значно менший діаметр за циліндричний пристрою авторозвантаження. [14]

1.2 Переваги та недоліки гідроп'яти

Нічого в світі не є ідеальним, так само встановлюючи гідроп'яту до механізму слід бути проінформованим про наслідки її використання. Для початку, слід переглянути позитивні наслідки, адже потрібно мотивуватись у використанні такого пристрою.

Першою перевагою у використанні гідропр'яти є автоматичне регулювання. Автоматичне регулювання являє собою зручне та автономне контролювання тисків у різних камерах p_0 та p_1 без подальшого втручання працюючої людини.

Другою перевагою є спрощення конструкції кінцевого ущільнення за рахунок дроселювання рідини в зазорах. Що дає змогу економити на виробництві.

Третя перевага – це зменшення шуму під час використання насосу.

Першим серед недоліків є значні втрати рідини. Для мінімізування цього фактору у разі необхідності слід зменшити торцевий зазор при деформаціях диска та зміни осьової сили, але тоді існує значний ризик контакту лопастей торцевою поверхнею. Для оптимального рішення слід використовувати пружно встановлені вкладиші. Завдяки цьому можна побачити перекося диска гідропр'яти та опорного кільця і забезпечити площинність каналу, що в свою чергу зменшить протікання та мінімізує контакт з поверхнею.

Другим недоліком є зменшення ККД в одноступінчастих насосах. Це трапляється за рахунок втрат енергії на тертя і закрутку рідини в пазусі при використанні імпелер.

Слід враховувати, що під час використання врівноважуючого пристрою ущільнювальні поверхні мають здатність зношуватись, таким чином потрібно зауважити, що коефіцієнти місцевих втрат є випадковими величинами та якщо розглядати цей процес на протязі тривалого часу, то випадковими функціями.

1.3 Приклади методів балансування осьової тяги та принцип їх роботи

Актуальним на даний час є насос фірми «HERMETIC» серії CN/CNF/CNK для хімічної промисловості, сам же насос використовується в бензомоторах, а сама гідравлічна система складається з двох основних елементів: змінного дросельного пристрою та фіксованого (рис. 1.9).

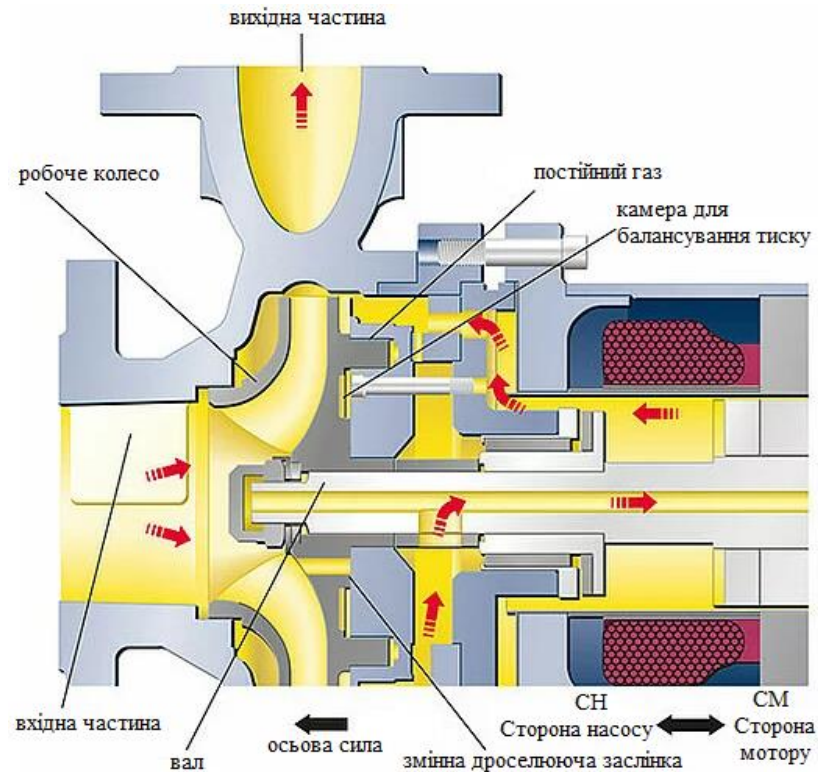


Рисунок 1.9 – Принцип роботи насоса «HERMETIC» серії CN/CNF/CNK

Саме балансування осьової сили з'являється в наслідок взаємодії фіксованого дросельючого пристрою і змінного дроселя на зовнішньому діаметрі робочого колеса і в області втулки цього самого колеса відповідно.

Тиск в камері компенсації тиску змінюється в наслідок роботи клапана змінного дросельного зазору, це все відбувається при аксіальному зміщенні ротора від положення рівноваги, так же тиск який діє в камері компенсації тиску протидіє зміщенню ротора саморегулювання.

Іншим прикладом є ще один насос фірми «HERMETIC» серії CNP/CNPF/CNPK, який спеціалізується на змінному дроселі кулачкового диску. Його принцип роботи в тому, що під час того, як вал насоса змінює своє основне положення, то за рахунок зміни дросельного зазору змінюється і тиск у камері керування, в результаті це протидіє осьовій тязі ротора рис. 1.10).

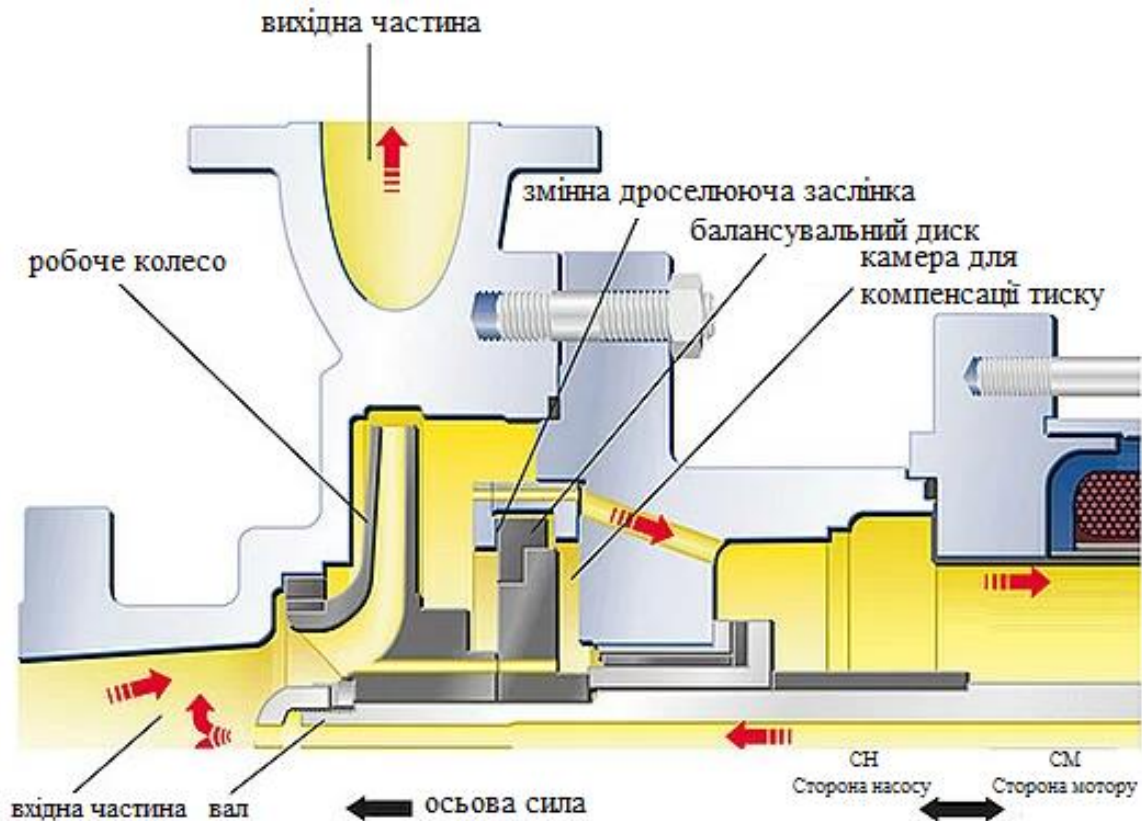


Рисунок 1.10 – Принцип роботи насоса «HERMETIC» серії CNP/CNPF/CNPK

1.4 Висновок

Сама гідроп'ята потрібна для урівноваження нерівномірних тисків, які виникають на різних стінках обертового колеса з різним радіусом, та через які виникає сила діюча в напрямку вхідної воронки.

Робота гідроп'яти залежить від величини зазору та виконує функції упорного підшипника.

Проектування врівноважуючих пристроїв – справа непросте, бо мета досягти найменших значень зазору, але не допустити надто малі із-за ризику задиру. Під час розрахунку гідроп'яти визначають: перепад тисків, витрати осьових сил, розміри щілин.

З переваг використання гідроп'яти можна підмітити її автономність, простоту та доволі негучну роботу. Але слід враховувати недоліки у якості значних втрат рідини та зниження ККД в одноступінчастих насосах.

2 АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ СТАТИКИ ТА ДИНАМІКИ УРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

2.1 Дослідження статичної моделі конструкції в статичному положенні

Статичний розрахунок – це показник ймовірностей виникнення втрат, на основі всіх наявних статистичних даних.

Статичні показники отримуються в результаті статичного розрахунку, в якому спостерігаються сталі залежності торцевого зазору та витрати від ексцентриситету та осьової сили. Знайти ці значення можна за допомогою рівняння осьової рівноваги ротора та рівняння балансу витрат.

Рівняння осьової рівноваги ротора $T=F_z+F$. Осьову силу будемо визначати для конфузору, дифузору та для паралельних стінок. З рисунку 1.4 для лінійної зміни тиску по радіусу торцевого зазору, значення для регулюючого впливу будуть визначатися за допомогою наступного рівняння:

$$F_z = A_2 p_2 + 0,5 A_c p_2 = (A_2 + 0,5 A_c) p_2 = A_e p_2, \quad (2.1)$$

Рівняння для знаходження ефективної площі диску:

$$A_e = A_2 + 0,5 A_c \quad (2.2)$$

Приведемо усі сили, окрім сили F , та тиски до безрозмірного вигляду. Площу вхідної камери робочого колеса позначимо A_0 , тоді $A_n = A_0$ (рис. 1.4); номінальне значення тиску нагнітання насосу позначимо p_n , тоді $p_n = p_1$.

Рівняння балансу витрат, де $Q_1 = Q_2$:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2}$$

g_1 – коефіцієнт провідності дроселя для Q_1 .

$$Q_2 = g_2 \sqrt{p_2} \quad (2.3)$$

$$g_1^2 (p_1 - p_2) = g_2^2 p_2 \quad (2.4)$$

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho W^2}{2} \quad (2.5)$$

$\xi = \frac{\lambda l}{2h}$ - коефіцієнт гідравлічних втрат по довжині.

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho W^2 A^2}{2A^2} = \xi \cdot \frac{\rho Q^2}{2A^2} = \frac{\lambda l}{2h} \cdot \frac{\rho Q^2}{2A^2} \quad (2.6)$$

$$Q^2 = \frac{4hA^2 \Delta p}{\lambda l \rho} = g^2 \Delta p \quad (2.7)$$

$$g_1^2 = \frac{4h(2\pi R_1 h_1)^2}{\lambda_1 l_1 \rho} = \frac{16\pi^2 R_1^2 h_1^3}{\lambda_1 l_1 \rho} \quad (2.8)$$

$$g_2^2 = \frac{16\pi^2 R_2^2 z^3}{\lambda_2 l_2 \rho} = \frac{16\pi^2 R_2^2 z_n^3}{\lambda_2 l_2 \rho} \cdot \frac{z^3}{z_n^3} = g_{2n}^2 U^3 \quad (2.9)$$

$$g_1^2 p_1 = (g_1^2 + g_2^2) p_2 = (g_1^2 + g_{2n}^2 U^3) p_2; \quad (2.10)$$

$$p_2 = \frac{g_1^2 p_1}{g_1^2 + g_{2n}^2 U^3} = \frac{p_1}{1 + \frac{g_{2n}^2 U^3}{g_1^2}} \quad (2.11)$$

$\frac{g_{2n}^2}{g_1^2} = \alpha_{21}$ – безрозмірне значення.

$$p_2 = \frac{p_1}{1 + \alpha_{21} U^3} \quad (2.12)$$

$F = A_e p_2 = \frac{A_e p_1}{1 + \alpha_{21} U^3}$ – регулюючий вплив.

$$T_* = T - k\Delta = F; \quad (2.13)$$

$$\frac{T}{A_0 p_n} - \frac{k\Delta}{A_0 p_n} = \frac{F}{A_0 p_n} = \varphi; \quad (2.14)$$

$$\tau = \frac{T}{A_0 p_n}; \quad (2.15)$$

$$\chi = \frac{F_*}{A_0 p_n} = \frac{k\Delta}{A_0 p_n} \quad (2.16)$$

де ($z \ll \Delta$).

Безрозмірний регулюючий вплив:

$$\varphi = \frac{\sigma \psi_1}{1 + \alpha_{21} U^3}; \quad (2.17)$$

$$\sigma = \frac{A_e}{A_0}; \quad (2.18)$$

$$\alpha_{21} = \frac{g_{2n}^2}{g_1^2} \quad (2.19)$$

де g_1 – коефіцієнт провідності циліндричного дроселя;

g_{2n} – коефіцієнт провідності торцевого дроселя.

g_1 та g_{2n} знаходяться за формулами:

$$g_1^2 = \frac{16\pi^2 r_1^2 h_1^3}{\rho \lambda_1 l_1}; \quad (2.20)$$

$$g_{2n}^2 = \frac{16\pi^2 r_2^2 z_n^3}{\rho \lambda_2 l_2} \quad (2.21)$$

де $l_2 = (r_3 - r_2)$ – радіальна довжина торцевого зазору.

Рівняння осьової рівноваги в безрозмірному вигляді:

$$\psi_1 = \frac{p_1}{p_n}; \quad (2.22)$$

$$\tau - \chi = \varphi \quad (2.23)$$

Отже, отримаємо рівняння:

$$\varphi = \tau_* = \frac{\sigma \psi_1}{1 + \alpha_{21} U^3} \quad (2.24)$$

За допомогою рівняння рівноваги, врахувавши φ , визначимо вираз для встановленого безрозмірного торцевого зазору U , як функцію змінних осьової сили, яка врівноважується:

$$U^3 = \alpha_{21} \left(\frac{\sigma \psi_1}{\tau_*} - 1 \right) \quad (2.25)$$

2.2 Дослідження динамічної моделі конструкції у динамічній постановці

При використанні відцентрових насосів з автоматичним врівноваженням з'являються проблеми – виникають підвищені осьові вібрації ротора. Це пояснюється тим, що резонанси в системі ротор-авторозвантаження, або за рахунок коливань, які в свою чергу самозбуджуються через втрату системою динамічної стійкості. Дуже важливо виключити з роботи насоса чи хоча б мінімізувати будь які поломки, відмови та задири, тому є необхідним обчислити динамічні характеристики усієї системи врівноваження і також перевірити на стійкість для забезпечення повної та безвідказної роботи відцентрової машини.

Зазвичай досліджуються осьові коливання ротора з гідроуп'ятою при аналізі автоматичного врівноважуючого пристрою, як системи з зосередженими параметрами, в якій відповідні значення тисків, торцевого зазору і витрати визначаються формулами статичного розрахунку.

Динамічний розрахунок описується двома рівняннями: рівнянням руху ротора в осьовому напрямку та рівнянням балансу витрат, все це описує гідродинамічні процеси дроселювання робочої рідини. Рівняння має вигляд:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F - T + k\Delta, \quad (2.26)$$

де c – коефіцієнт демпфування,

k – жорсткість віджимного пристрою,

m – маса ротора,

Помножимо рівняння (2.25) на $\frac{1}{A_0 p_n}$, тоді

$$\tau = \frac{T}{A_0 p_n}; \quad (2.27)$$

$$U = \frac{z}{z_n}; \quad (2.28)$$

$$F = A_2 p_2; \quad (2.29)$$

$$\frac{mz_n}{A_0 p_n} \ddot{U} + \frac{cz_n}{A_0 p_n} \dot{U} + \frac{kz_n}{A_0 p_n} U = \frac{A_2}{A_0} \psi_2 - \tau + \frac{k\Delta}{A_0 p_n}; \quad (2.30)$$

$$Z = \frac{k\Delta}{A_0 p_n}; \quad (2.31)$$

$$\ddot{U} = \frac{d^2 U}{dt^2}; \quad (2.32)$$

$$T^2 = \frac{mz_n}{A_0 p_n}; \quad (2.33)$$

$$2\xi T = \frac{cz_n}{A_0 p_n}; \quad (2.34)$$

$$\chi_n = \frac{kz_n}{A_0 p_n} \quad (2.35)$$

ξ – коефіцієнт супротиву

$$T^2 \ddot{U} + 2\xi T \dot{U} + \chi_n U = \frac{A_2}{A_0} \psi_2 - \tau + \chi \quad (2.36)$$

Втрати на циліндричний дросель:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} \quad (2.37)$$

Втрати через торцевий дросель:

$$Q_2 = g_{2n} U \cdot \sqrt{\frac{3}{2}} \sqrt{p_2} \quad (2.38)$$

Втрати на стиск:

$$Q_p = \frac{V}{E} p_2, \quad (2.39)$$

де E – модуль пружності.

$$V = A_2 H = A_2 (H_0 + z) \quad (2.40)$$

Рівняння балансу витрат при динаміці:

$$g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = g_{2n} U^{\frac{3}{2}} \sqrt{p_2} + A_2 z_n \dot{U} + \frac{V}{E} \dot{p}_2 \quad (2.41)$$

Варіація витрат:

$$\delta Q_1 = \delta(g_1 \sqrt{p_1 - p_2}) = g_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta p_1 - \delta p_2}{\sqrt{p_1 - p_2}} = \frac{1}{2} Q_0 \frac{\delta p_1 - \delta p_2}{p_{10} - p_{20}} \quad (2.42)$$

$$Q_1 = \delta(g_{2n} U \cdot \sqrt{p_2}) = g_{2n} \left[\frac{3}{2} U_0^{\frac{1}{2}} \sqrt{p_{20}} \delta U + U_0^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta p_2}{\sqrt{p_{20}}} \right] = \frac{3Q_0}{2U_0} \delta U + \frac{Q_0}{2p_{20}} \delta p_2 \quad (2.43)$$

Рівняння балансу витрат в варіації:

$$\frac{V_0}{E} \dot{p}_2 + \frac{Q_2}{2} \left(\frac{1}{p_{20}} + \frac{1}{p_{10} - p_{20}} \right) p_2 = -A_2 z_n \dot{U} - \frac{3Q_0}{2U_0} U + \frac{Q_0 p_2}{2(p_{10} - p_{20})} \quad (2.44)$$

Зведемо рівняння до нормального вигляду:

$$\frac{V_0}{E} \delta \dot{p}_2 + \frac{Q_2}{2} \left(\frac{1}{p_{20}} + \frac{1}{\Delta h_0} \right) \delta p_2 = -A_2 z_n \delta \dot{U} - \frac{3Q_0}{2U_0} \delta U + \frac{Q_0 p_2}{2\Delta p_{10}} \delta p_1; \quad (2.45)$$

$$\frac{V}{E} \frac{2}{Q_0} \frac{p_{20} \Delta p_{10}}{p_{10}} \delta \dot{p}_2 + \delta p_2 = \frac{2A_0 z_n}{Q_0 p_{10}} p_{20} \Delta p_{10} \delta \dot{U} - \frac{3Q_0}{2U_0} \frac{2}{Q_0} \frac{p_{20}}{p_{10}} \Delta p_{10} \delta U + \frac{Q_0}{2\Delta p_{10}} \frac{2}{Q_0} \frac{p_{20} \Delta p_{10}}{p_{10}} \delta p_1; \quad (2.46)$$

$$\frac{p_2}{p_n} = \psi_2; \quad (2.47)$$

$$\frac{p_1}{p_n} = \psi_1; \quad (2.48)$$

$$\frac{\Delta p_{10}}{p_n} = \Delta \psi_{10} \quad (2.49)$$

δ – мале відхилення від статичної рівноваги

Зведемо до безрозмірного вигляду:

$$T_2 \dot{\psi}_2 + \psi_2 = -\tau_2 \dot{U} - \varkappa_2 U + k_1 \psi_1; \quad (2.50)$$

$$T_2 = \frac{2V}{EQ_0} \frac{P_{20} \Delta P_{10}}{P_{10}}; \quad (2.51)$$

$$\tau_2 = \frac{2A_0 z_n}{Q_0} \frac{P_{20} \Delta P_{10}}{P_n P_{10}}; \quad (2.52)$$

$$\varkappa_2 = \frac{3}{U_0} \frac{P_{20} \Delta P_{10}}{P_n P_{10}}; \quad (2.53)$$

$$k_1 = \frac{P_{20}}{P_{10}} \quad (2.54)$$

Передатна функція замкнутої системи автоматичного осьового врівноваження ротора має наступний вигляд:

$$W = \frac{(\chi - \tau)(T_2 p + 1) + k_1 \psi_1}{T_1^2 T_2 p^3 + (T_1^2 + T_c T_2) p^2 + (T_c + \chi T_2 + \tau_2) p + \varepsilon_2 + \chi} \quad (2.55)$$

Відповідне диференціальне рівняння має вигляд:

$$T_1^2 T_2 p^3 + (T_1^2 + T_c T_2) p^2 + (T_c + \chi T_2 + \tau_2) p + \varepsilon_2 + \chi = (\chi - \tau)(T_2 p + 1) + k_1 \psi_1 \quad (2.56)$$

Характеристичне рівняння буде виглядати наступним чином:

$$a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3 = 0 \quad (2.57)$$

де $a_0 = T_1^2 T_2$, $a_1 = T_1^2 + T_c T_2$, $a_2 = T_c + \chi T_2 + \tau_2$, $a_3 = \varepsilon_2 + \chi$

Приватна передаточна функція системи:

$$W(iw) = U(w) + iV(w) \quad (2.58)$$

з урахуванням операторів рідинної та уявної частини:

$$U(w) = a_3 - a_1 w^2; \quad (2.59)$$

$$V(w) = a_2 - a_0 w^2 \quad (2.60)$$

Амплітудно та фазово частотні характеристики виражаються наступними формулами:

$$A(w) = \sqrt{\frac{1 + w^2(T_2)^2}{U(w)^2 + w^2 V(w)^2}} \quad \psi(w) = \arctg(w) \frac{T_2 V(w) - V(w)}{U(w) + w^2 T_2 V(w)} \quad (2.61)$$

2.3 Висновок

Статичний розрахунок – це показник ймовірностей виникнення втрат, на основі всіх наявних статистичних даних.

За допомогою рівняння осьової рівноваги ротора $T = F_z + F$ можна визначити сталі залежності торцевого зазору та витрати від ексцентриситету та осьової сили.

Метою динамічних розрахунків машин є визначення вихідних даних для наступних розрахунків міцності елементів машин, їхньої продуктивності, надійності, а також визначення умов найбільш доцільних режимів їхнього використання.

При проектуванні насоса важливо виключити чи хоча б мінімізувати будь які поломки, відмови та задири, тому є необхідним обчислити динамічні характеристики усієї системи врівноваження і також перевірити на стійкість для забезпечення повної та безвідказної роботи відцентрової машини.

Динамічний розрахунок описується двома рівняннями: рівнянням руху ротора в осьовому напрямку (рівняння 2.26) та рівнянням балансу витрат (рівняння 2.41), які описують гідродинамічні процеси дроселювання робочої рідини.

3 РОЗРАХУНОК ПОТОКУ РІДИНИ ОСЬОВОГО ВРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ

3.1 ANSYS. Побудова розрахункових сіток та геометричної моделі в ANSYS.

Передумови до побудови графіків і розрахунків

В програмі ANSYS використовується метод скінчених об'ємів (МСО) для математичного моделювання. МСО – це чисельний метод інтегрування систем диференційних рівнянь з частинними похідними. Коли кажуть про скінчений об'єм, то мають на увазі певний, зовсім невеликий об'єм навколо кожної вузлової точки модельованої сітки. Метод вирішення краєвих задач має доволі універсальні алгоритми вирішення, який показує високу ефективність під час його використання.

Моделювання, що показані далі, були виконані за допомогою програми Ansys CFX, в якій можна моделювати багатокomпонентні течії. Можливо виконувати задачі на перемішування, розриву, злиття фаз, розпилення рідини, фазового переходу до якого входять: кипіння, конденсація, випаровування та кавітація.

За допомогою програми Ansys CFX робився розрахунок МСО в три етапи:

Перший - це створення основи скінчено-об'ємної моделі об'єкта. Під час цього етапу виконують такі задачі:

1. Встановлення налаштувань програми, що включає в себе задання механіки рідини та гідродинаміки.

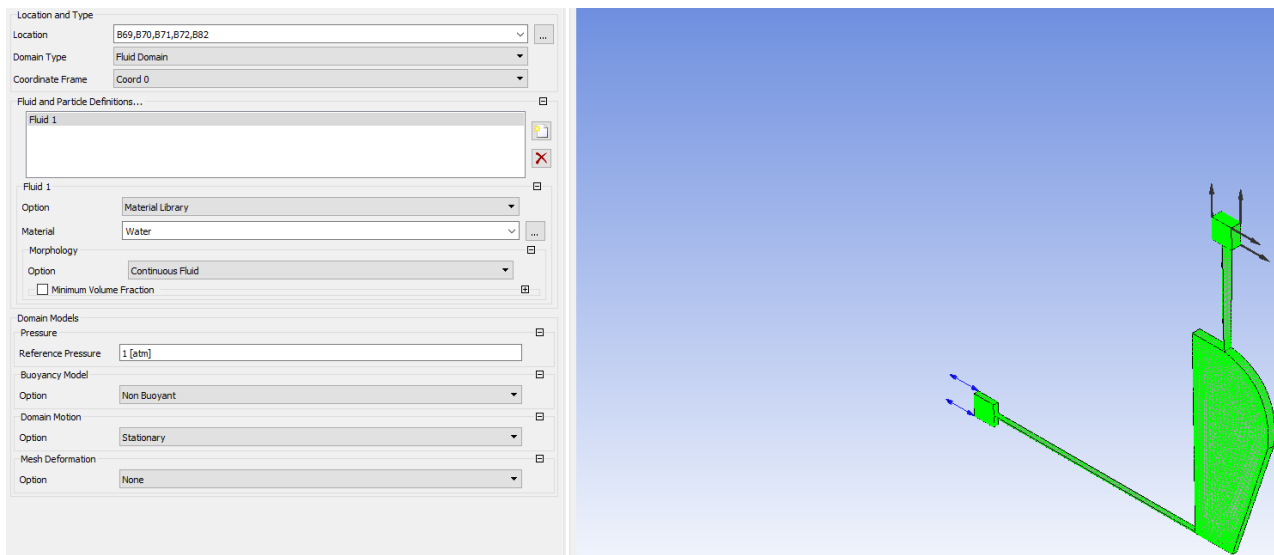


Рисунок 3.1 – Задання налаштувань для розрахунку рідини

2. В залежності від розмірів досліджуваного об'єкту обирається тип скінченного елемента (трикутні (тетра-сітка) та чотирикутні (гексо-домінантна сітка), де тетра-сітка використовується для складних геометрій.

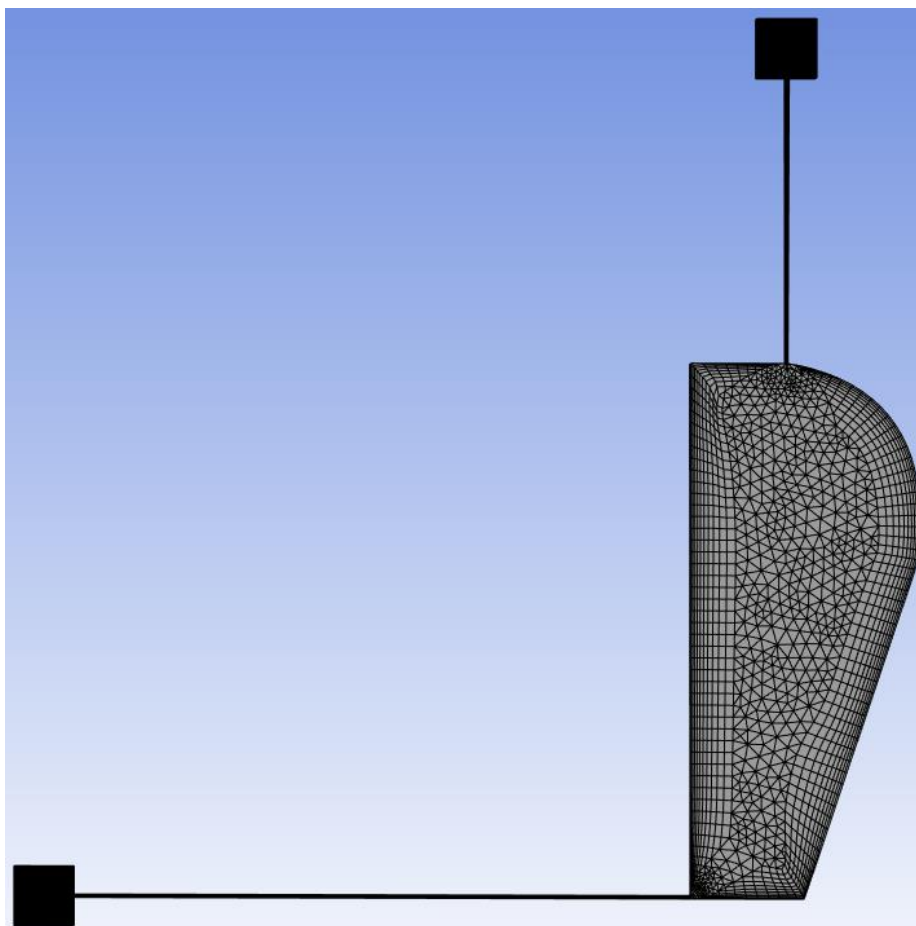


Рисунок 3.2 – Розрахункова сітка усього потоку рідини

3. Обирається матеріал середовища та встановлюються всі його властивості. Завдяки вказанню властивостей середовища визначається сама модель цього матеріалу (лінійно-пружний, пружньо-пластичний та ін.).

4. Побудова 3-D моделі.

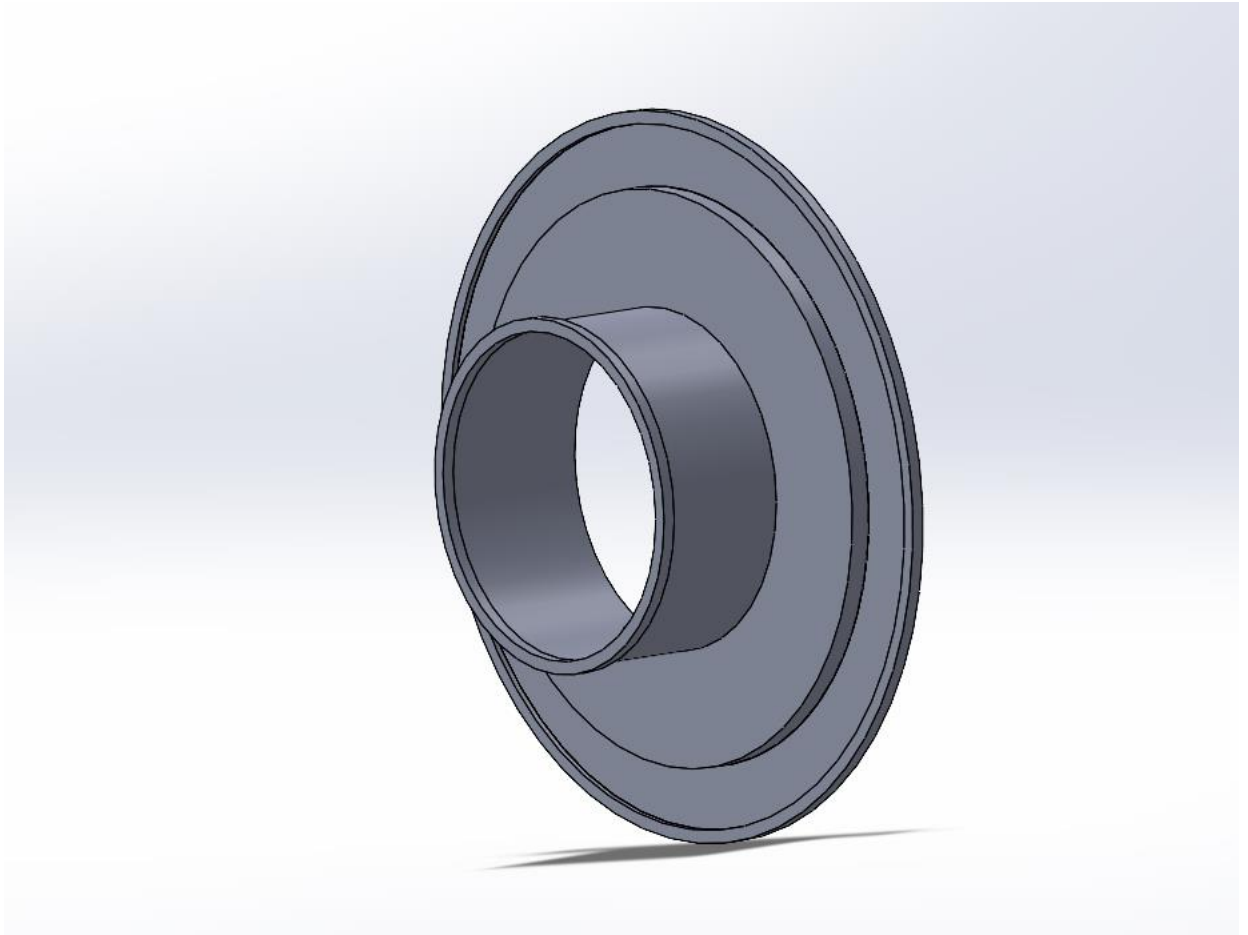


Рисунок 3.3 – 3-D модель для руху течії

5. Поділ геометричної моделі на скінчені об'єми з заданням різних параметрів для сітки.

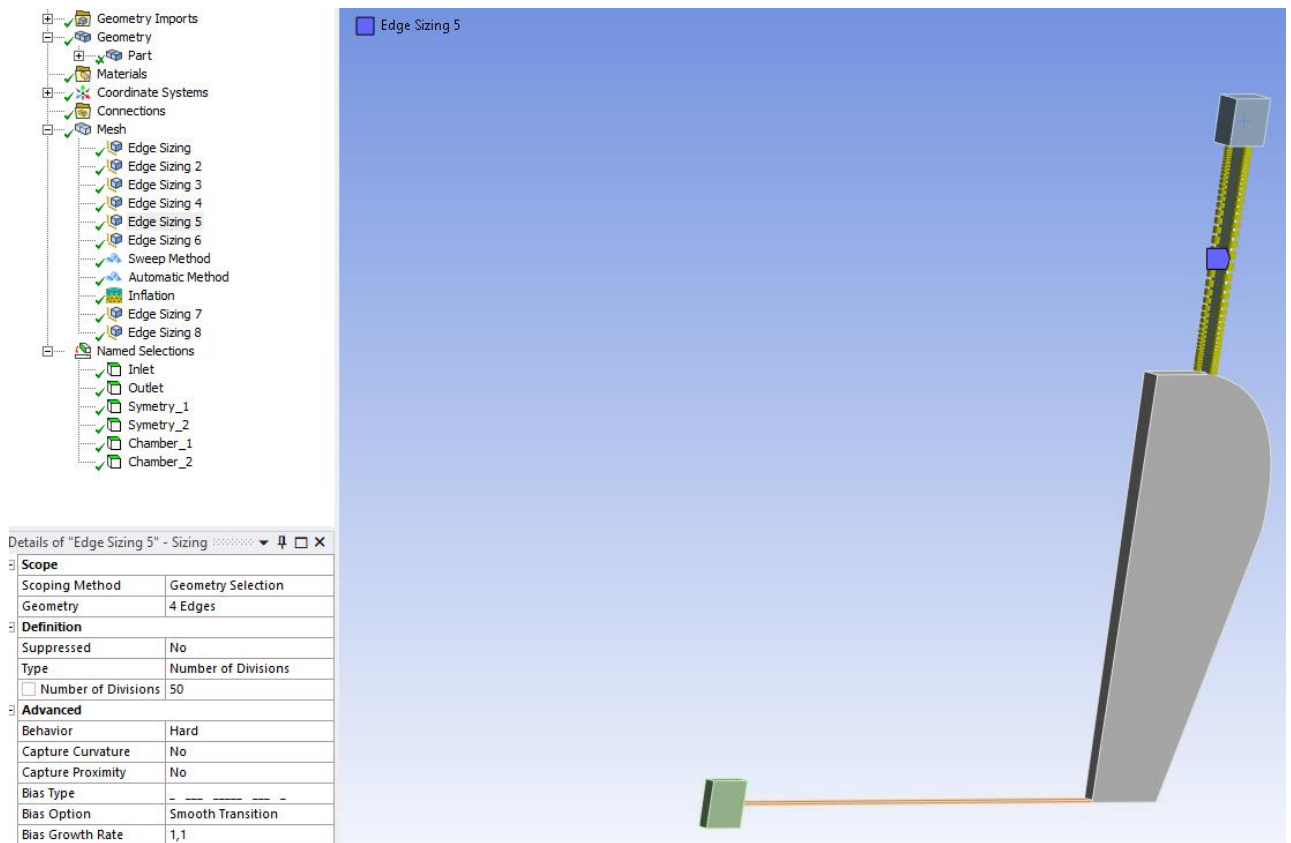


Рисунок 3.4 – Задання різних параметрів для сітки

Другим етапом є накладання фізичних умов та вирішення задачі:

1. Задаються граничні умови тиску. Завдяки рівнянню Рейнольдса можна визначити вплив в'язкості середовища на характер течії. $Re = \frac{\rho v l}{\mu}$ - рівняння Рейнольдса, де l є характерним масштабом течії.

2. Обирається статичний тип аналізу через незмінні дані в камерах, зазорах з плином часу (розглядається невеликий проміжок часу: хв, год, день).

Методи розв'язання системи рівнянь можна обирати власноруч, налаштувати кількість кроків навантаження ітерацій та багато іншого.

3. Рівняння, отримані методом МСО, починають вирішуватись, як наслідок отримуємо файл результатів з розподілами усіх тисків по довжині, осьові сили та витоки.

Третім етапом є аналіз результатів розрахунку. Усі фізичні МСО величини (для прикладу розподіл тиску рідини, осьові сили, витоки) зображаються у

графічному вікні ANSYS у види графіків, хоча налаштування дозволяють отримати також таблиці, картинки або анімації.

В результаті виконання всіх цих етапів, програма ANSYS створює базу даних, в якій зберігається уся інформація про досліджуване тіло.[15]

За допомогою програми ANSYS Meshing будуємо розрахункову сітку (рис. 3.2). Сама система (mesh) допомагає запускати деякі додатки для сітки або геометрії, правити, змінювати чи створювати нові геометрії та сітки. Одні з таких додатків змінювати чи створювати нові геометрії та сітки. Одні з таких додатків дозволяють виконувати розрахунки різних планів, для прикладу розрахунок тиску, швидкість рідини, напруження та інше.

Розмір елементів сітки було обрано 1мм, що дасть змогу в подальшому дослідженні більш точно дослідити вплив конфузору та дифузору та порівняти їх з аналітичними даними.

Загалом, уся сітка складається з 23246 елементів. Сама сітка може складатися як з декількох елементів так і з мільйона елементів, залежить від того які розміри сітки проставив користувач; сітка впливає на точність та якість результату при розрахунку.

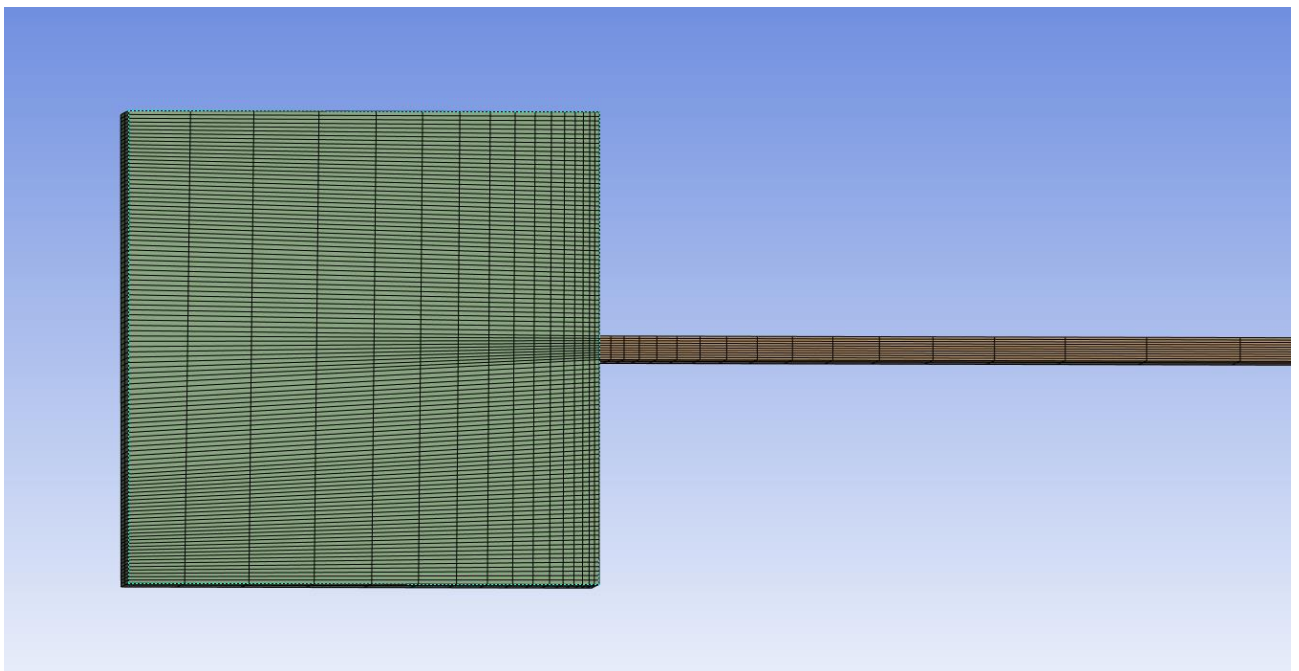


Рисунок 3.5 – Розрахункова сітка вхідної камери

Саме для радіального зазору було задано 10 елементів, так як це мінімальна кількість елементів для потоку ядра розрахунку у об'ємній моделі.

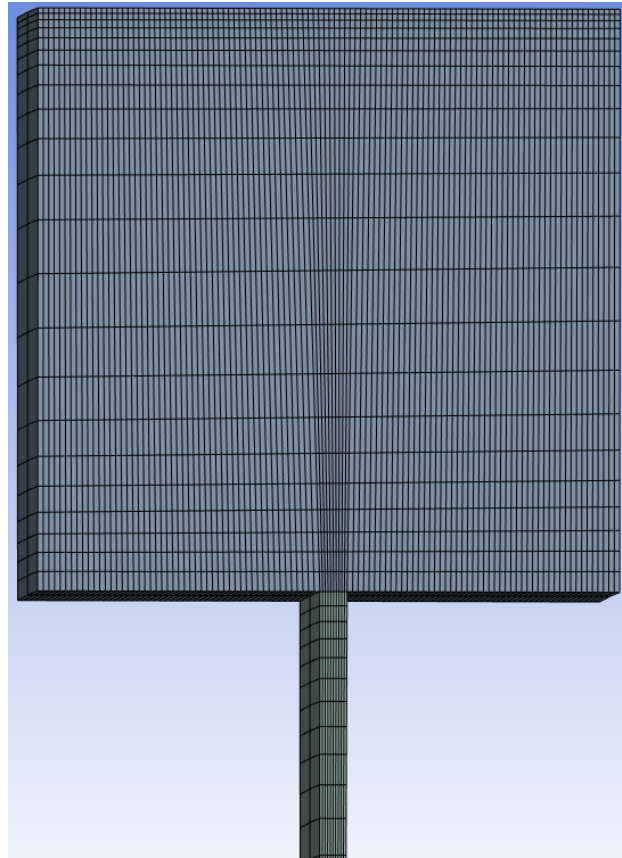


Рисунок 3.6 – Розрахункова сітка вихідної камери

Далі розрахункову сітку було переправлено в Ansys CFX.

Для подальших розрахунків, на вході було вказано граничні умови для рідини, що становлять 18,6 МПа, а в свою чергу на виході 0 Па, так як тиск прирівнюється до атмосферного і різниця між тиском на виході і атмосферним становить 0.

Для розрахунку використовуємо k- ϵ (Epsilon) модель для турбулентної течії. K- ϵ (Epsilon) – найрозповсюджена модель яку використовують для того що б моделювати середні характеристики потоків в турбулентних течіях.

3.2 Принципи та методи розрахунку за допомогою методів скінчених елементів та методів скінчених об’ємів

Числовими методами називають методи точного або наближеного до розв’язування задач прикладної механіки. Такі методи ґрунтуються на побудові дій над скінченими числами. Зазвичай розв’язують задачі: лінійні та нелінійні, диференціальних, обчислення похідної та інші. Такі методи використовувались ще за часів Ньютона (1642 – 1727), і під час їх розрахунку здобували точні значення до восьми знаків після коми.

Розглядаючи базову схему гідроп’яти (рис. 1.6), в програмі SolidWork створюємо ескіз руху рідини для майбутніх розрахунків для паралельних стінок, конфузору та дифузору.

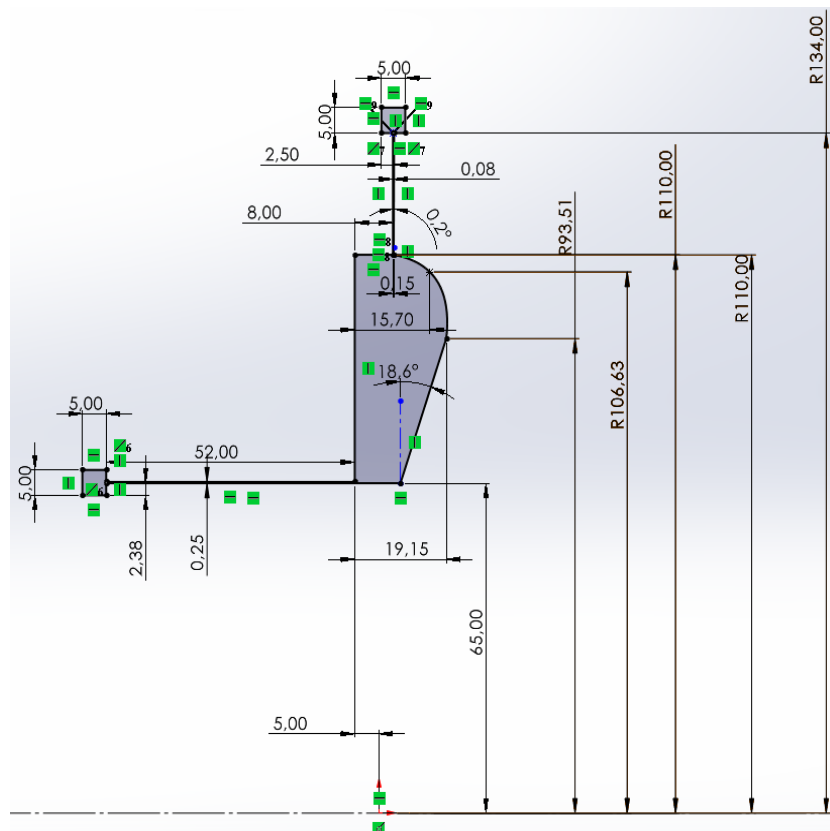


Рисунок 3.7 – Ескіз руху рідини

Так як, розміри торцевої щілини достатньо малі і важко підмітити різницю при використанні цілого ескізу, тому рисунок 4.1 було прийнято за загальний

ескіз потоку рідини при використанні обох способів і подальші деякі малюнки будуть використовуватись як загальні схеми для побудови усіх моделей.

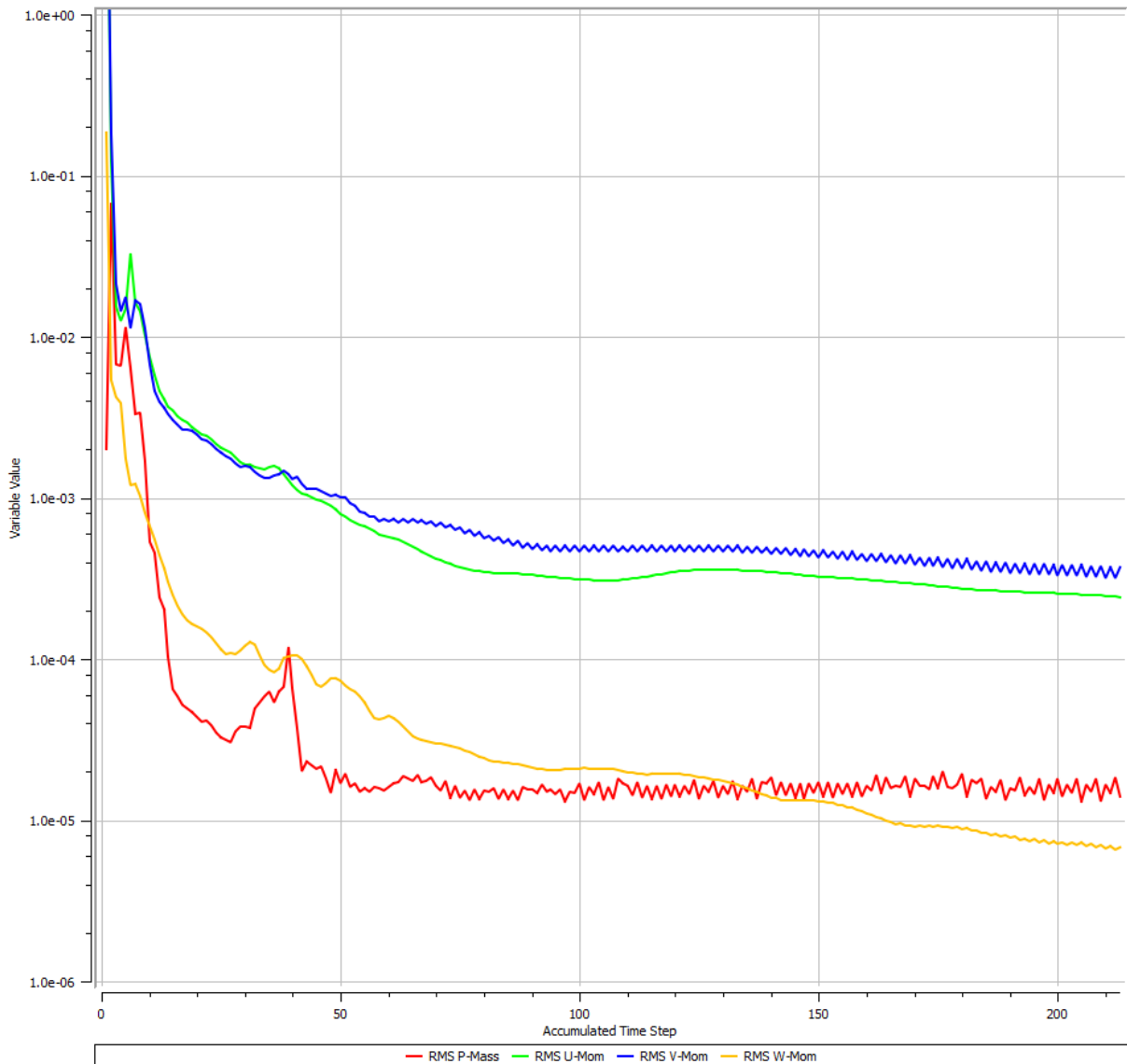


Рисунок 3.8 – Графік num-розрахунку для рідини

За допомогою програмного забезпечення Mathcad робимо числові розрахунки для паралельних стінок.

$$\begin{aligned}
 r1 &:= 0.065 \text{ м} & r0 &:= 0.065 \text{ м} & r3 &:= 0.134 \text{ м} & l1 &:= 0.052 \text{ м} & m &:= 0.122 \text{ м} & \rho &:= 930 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \\
 H1 &:= 25 \cdot 10^{-5} \text{ м} & \zeta &:= 0.1 & p1 &:= 18.6 \cdot 10^6 \text{ Па} \\
 T_{\text{w}} &:= 28 \cdot 10^4 \text{ Н} & p3 &:= 0 \text{ Па}
 \end{aligned}$$

$$r_2 := 2 \cdot r_m - r_3 = 0.11 \text{ м} \quad (3.1)$$

$$l_2 := r_3 - r_2 = 0.024 \text{ м} \quad (3.2)$$

$$S_2 := \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) = 0.025 \text{ м}^2 \quad (3.3)$$

$$S_c := \pi \cdot (r_3^2 - r_2^2) = 0.018 \text{ м}^2 \quad (3.4)$$

$$S_e := S_2 + 0.5 \cdot S_c = 0.034 \text{ м}^2 \quad (3.5)$$

Визначимо тиск p_2 з рівняння осьової рівноваги:

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0.5 \cdot (p_2 + p_3) \cdot S_c - p_3 \cdot S_3 \quad (3.6)$$

$$p_2 := \frac{T + p_3 \cdot S_3 - 0.5 \cdot p_3 \cdot S_c}{S_2 + 0.5 \cdot S_c} \quad (3.7)$$

$$p_2 := \frac{T}{S_2 + 0.5 \cdot S_c} = 8.25 \times 10^6 \quad (3.8)$$

де $\lambda_2 := 0.06$ $\lambda_1 := 0.04$

$$g_1 := 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot H_1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot H_1}{\rho \cdot \lambda_1 \cdot l_1}} = 2.321 \times 10^{-6} \quad (3.9)$$

$$Q_1 := g_1 \cdot \sqrt{p_1 - p_2} = 7.468 \times 10^{-3} \quad (3.10)$$

Так як $Q_1 = Q_2$, тоді:

$$Q_2 := k \cdot h_{m0} \cdot \sqrt{p_2 - p_3} \quad (3.11)$$

$$k := 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \sqrt{\frac{4}{\rho \cdot \lambda_2 \cdot l_2}} = 1.194 \quad (3.12)$$

$$h_{m0} := \sqrt[3]{\frac{g_1^2 \cdot (p_1 - p_2)}{k^2 \cdot (p_2 - p_3)}} = 1.68 \times 10^{-4} \quad (3.13)$$

$$g_{20} := 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \sqrt{\frac{4}{\rho \cdot \lambda_2 \cdot l_2}} = 1.194 \quad (3.14)$$

$$Q2 := 2 \cdot \pi \cdot r2 \cdot H2mb \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot H2mb}{\rho \cdot \lambda2 \cdot l2}} \cdot \sqrt{p2 - p3} \quad (3.15)$$

Визначимо провідність торцевого дрoселя:

$$g2 := 2 \cdot \pi \cdot r2 \cdot hm0 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot hm0}{\rho \cdot \lambda2 \cdot l2}} = 2.6 \times 10^{-6} \quad (3.16)$$

$$r1 \cdot H1 \cdot \sqrt{\frac{H1}{\lambda1 \cdot l1}} \cdot \sqrt{p1 - p2} = r2 \cdot H2mb \cdot \sqrt{\frac{H2mb}{\lambda2 \cdot l2}} \cdot \sqrt{p2 - p3} \quad (3.17)$$

$$H2mb := \sqrt[3]{\frac{r1^2 \cdot H1^3 \cdot (p1 - p2)}{(\lambda1 \cdot l1)}} = \sqrt[3]{\frac{r2^2 \cdot 1 \cdot (p2 - p3)}{\lambda2 \cdot l2}} = 1.68 \times 10^{-4} \text{ м} \quad (3.18)$$

Визначимо витрати через циліндричний і торцевий дрoселі:

$$Q1 := g1^2 \cdot (p1 - p2) = 5.578 \times 10^{-5} \quad (3.19)$$

$$Q2 := g2^2 \cdot (p2 - p3) = 5.578 \times 10^{-5} \quad (3.20)$$

Визначимо залежність торцевого зазору від осьової сили:

$$\alpha21 := \frac{g2}{g1} = 1.12 \quad (3.21)$$

$$S0 := 0.025$$

$$\varphi := 1$$

$$\sigma := \frac{Se}{S0} = 1.358 \quad (3.22)$$

$$U(\tau) := \left[\alpha21 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \varphi}{\tau} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.23)$$

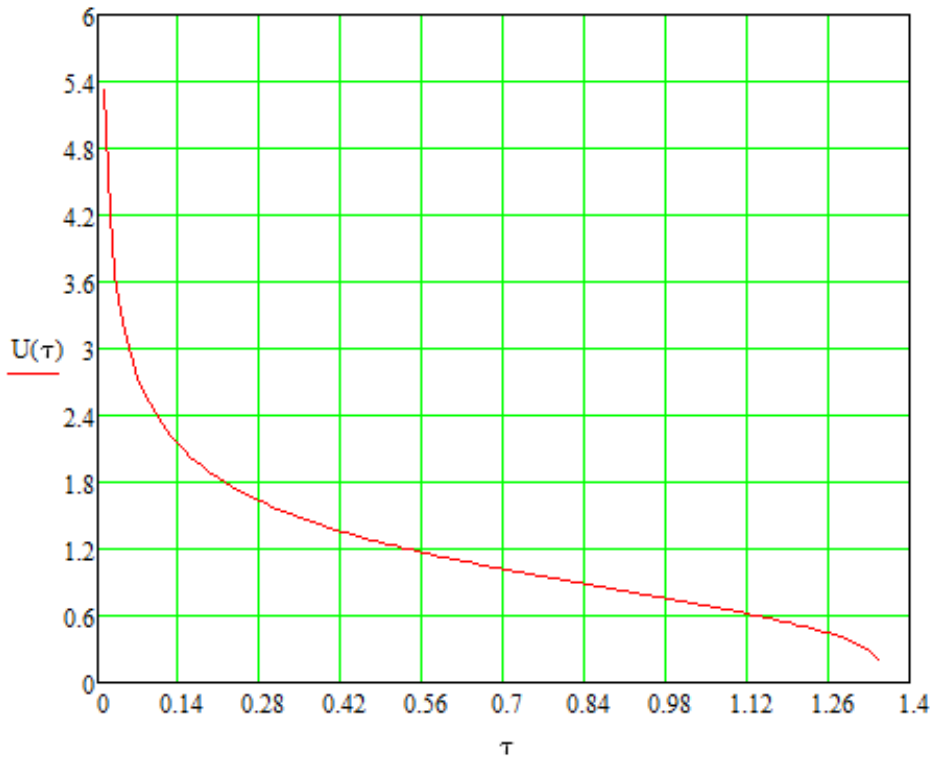


Рисунок 3.9 – Графік залежності торцевого зазору від осьової сили

Визначимо залежність торцевих витрат від торцевого зазору:

$$Q_2(u) := g_2 \cdot u^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\frac{p_1}{1 + \alpha_2 \cdot u^3}} \quad (3.24)$$

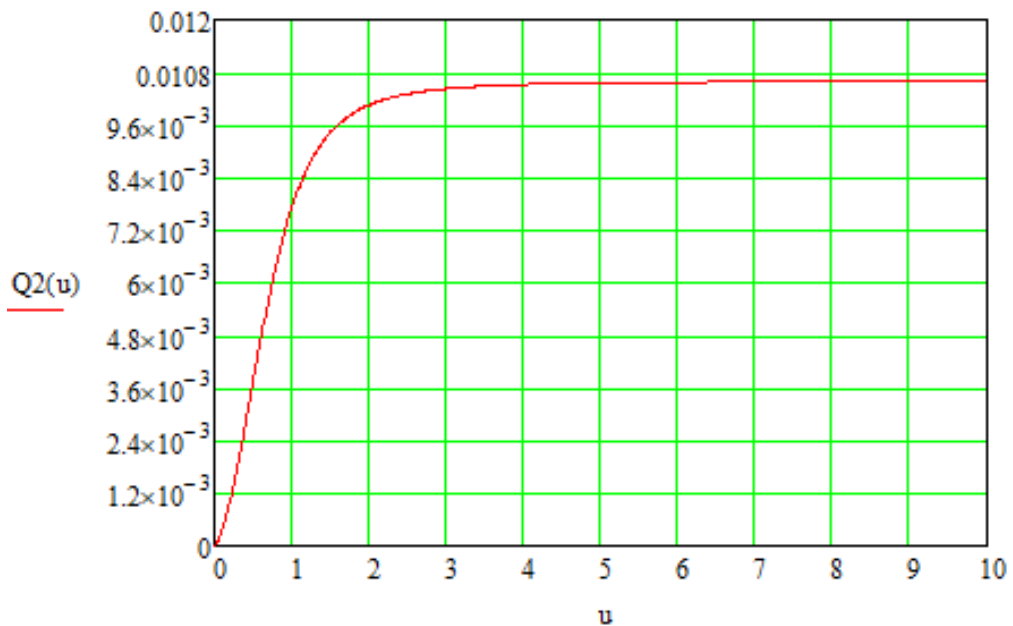


Рисунок 3.10 – Графік залежності торцевих витрат від торцевого зазору

Визначимо залежність тиску p_2 від торцевого зазору:

$$p_2(u) := \frac{p_1}{1 + \alpha_2 1 \cdot u^3} \quad (3.25)$$

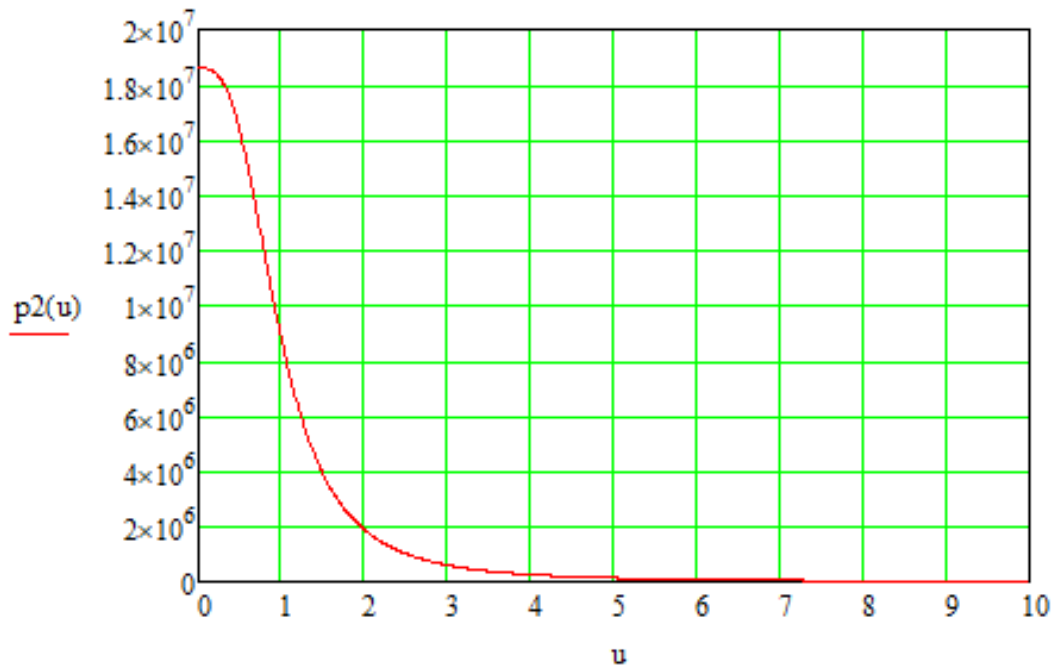


Рисунок 3.11 – Графік залежності тиску p_2 від торцевого зазору

3.3 Розрахунок осьового урівноважуючого пристрою за допомогою сучасних програмних комплексів на базі Ansys Workbench та SolidWork

В програмі Ansys використовується метод скінчених елементів (МСЕ). МСЕ - це чисельний метод інтегрування систем диференціальних рівнянь з частинними похідними. Цей метод подібний до МСО, але замість об'ємів використовуються нескінченні елементи, так як в дослідженні вже йдеться про гідроп'яту – тверде тіло. Таким чином важливо дослідити вплив та взаємодію кожної частини пристрою на один одного.

Для цього методу задачі, які використовувались при МСО, мають подібні цілі, але є деякі нюанси, наприклад: обирається вже не матеріал середовища (вода), а об'єкта (сталь), модель ділиться не на скінченні об'єми, а на елементи.

Далі будемо ескіз твердого тіла для розрахунку гідроп'яти на міцність в попередньо використаній програмі SolidWork.

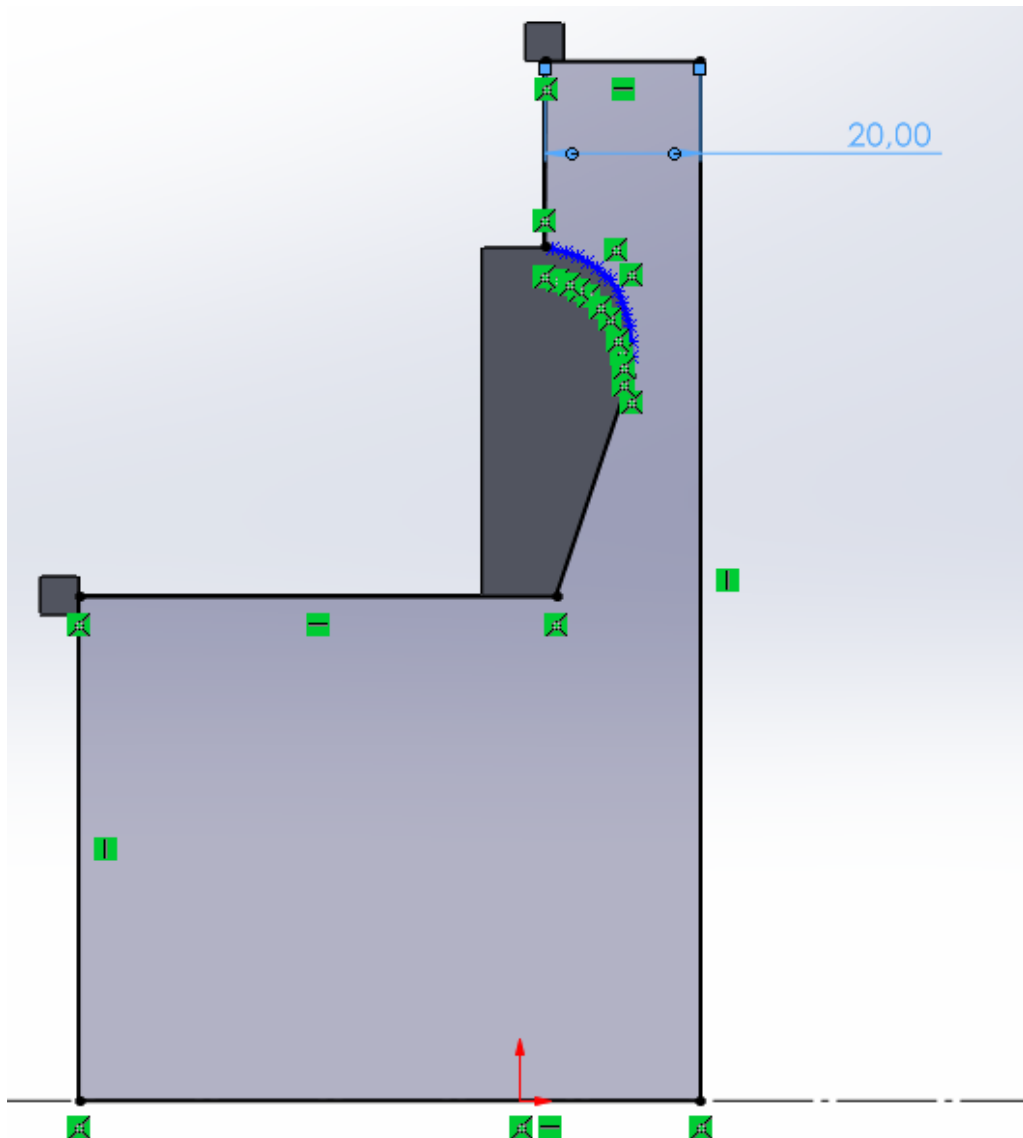


Рисунок 3.9 – Ескіз твердого тіла з рухом рідини для конфузору/дифузору

Дублюємо попередні розрахунки в Ansys Workbench та додаємо новий ескіз до дослідження.

Виконуємо num-розрахунок для гідроп'яти.

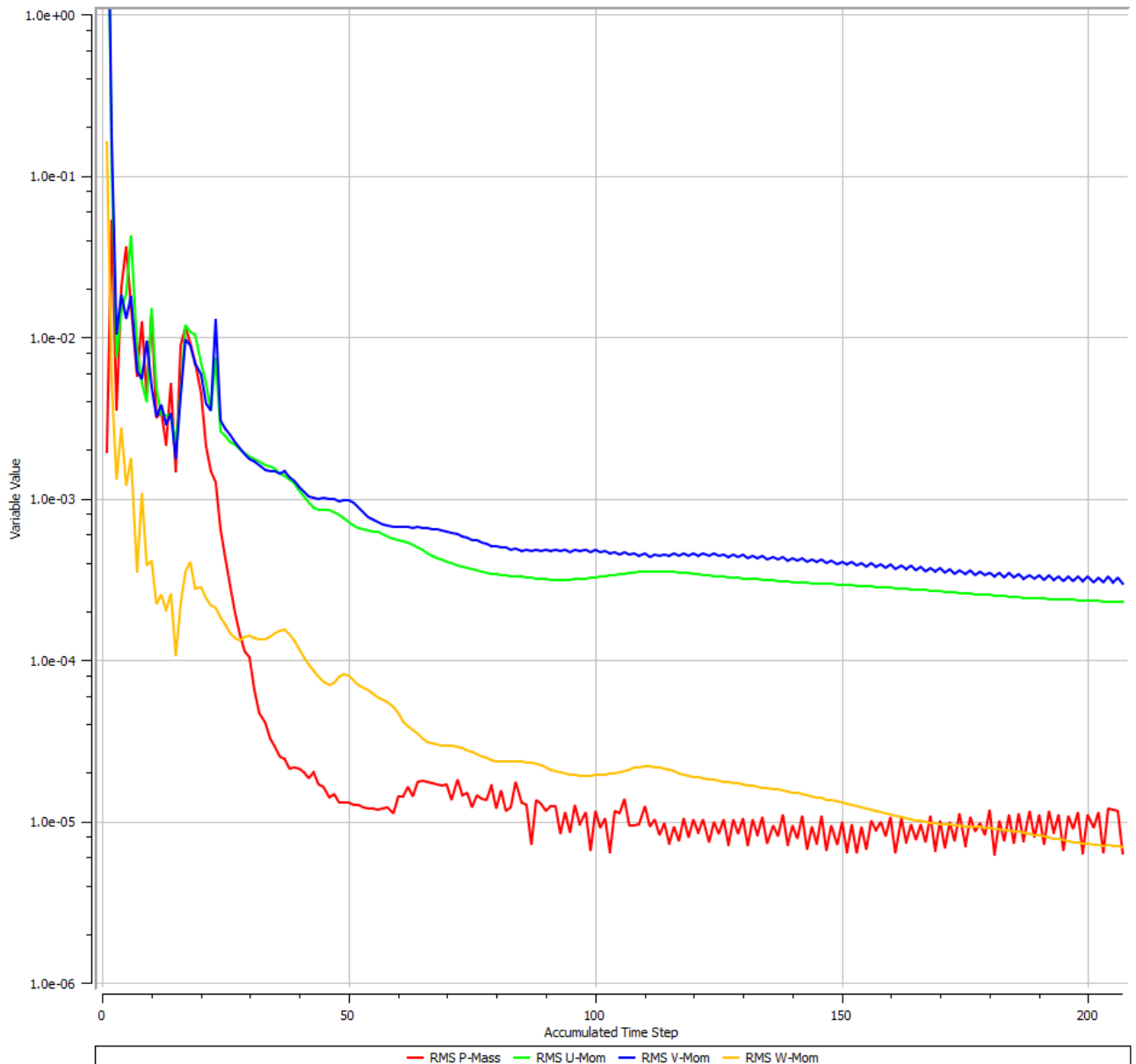


Рисунок 3.10 – Графік num-розрахунку для гідроп'яти

Отримані результати з другого розрахунку додаємо у Static Structural та встановлюємо між ними зв'язки. Після цього во вкладці «Model» саму модель закріплюємо з торця, встановлюємо місця контакту гідроп'яти з рідиною.

Для вирішення задач механіки деформуючого твердого тіла в статиці використовують один із модулів Ansys «Static Structural». Цей модуль дозволяє вирішувати задачі на знаходження деформацій, тисків, навантажень та інше.

Подача рідини – стаціонарна. Задача – ізотермічна (температура не залежить від перетікань рідини).

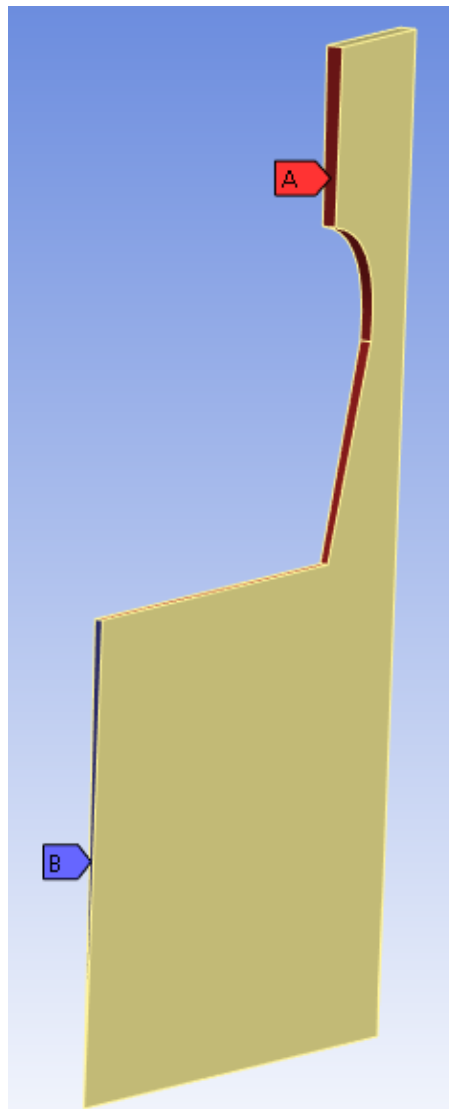


Рисунок 3.11 – Схема закріплення твердого тіла та його контакт з рідиною

Далі запускаємо модель до розрахунку і наведені результати представлені на рисунках 3.11, 3.12, 3.13.

Завдяки подальшим розрахункам в програмі ANSYS ми отримаємо наглядні числові та візуальні результати відхилень, деформацій тощо. Це дасть нам змогу порівнювати усі отримані результати та дослідити метод використання конфузору, дифузору та паралельних стінок, їх вплив на гідроп'яту та інші елементи усього механізму.

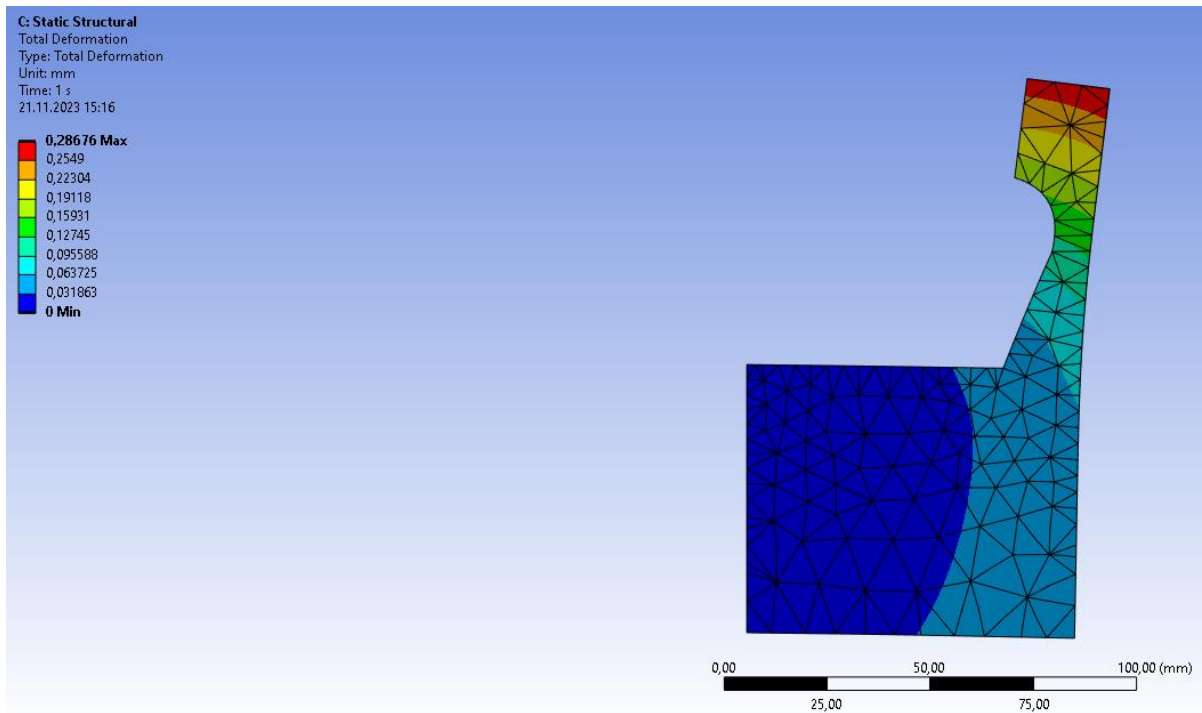


Рисунок 3.12 – Розрахунок гідроп’яти на деформацію при дифузорі

Максимальне відхилення 0,28676 мм.

Для паралельних стінок максимальне відхилення 0,23366 мм.

Для конфузору максимальне відхилення 0,22763 мм

Наступним робимо розрахунок на напруження.

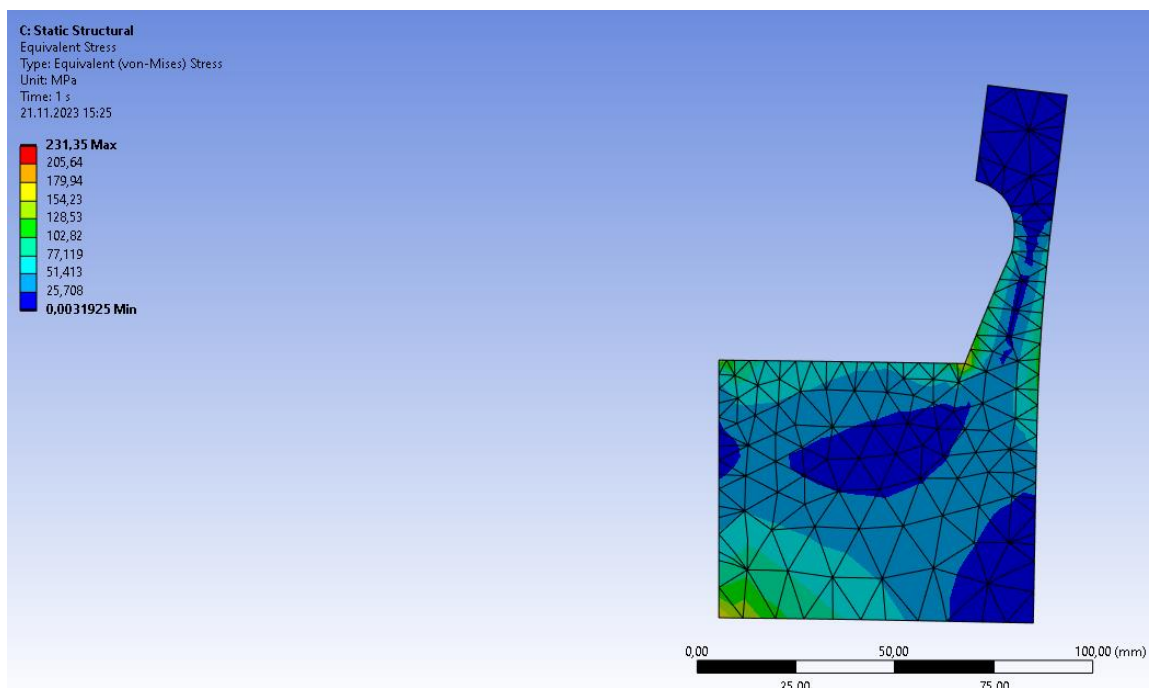


Рисунок 3.13 – Розрахунок гідроп’яти на напруження для дифузору

Мінімальне напруження 0,0031925 МПа

Максимальне напруження 231,35 МПа

Для паралельних стінок мінімальне 0,0020725 МПа, максимальне 686,86 МПа

Для конфузору мінімальне 0,048959 МПа, максимальне 193,56 МПа.

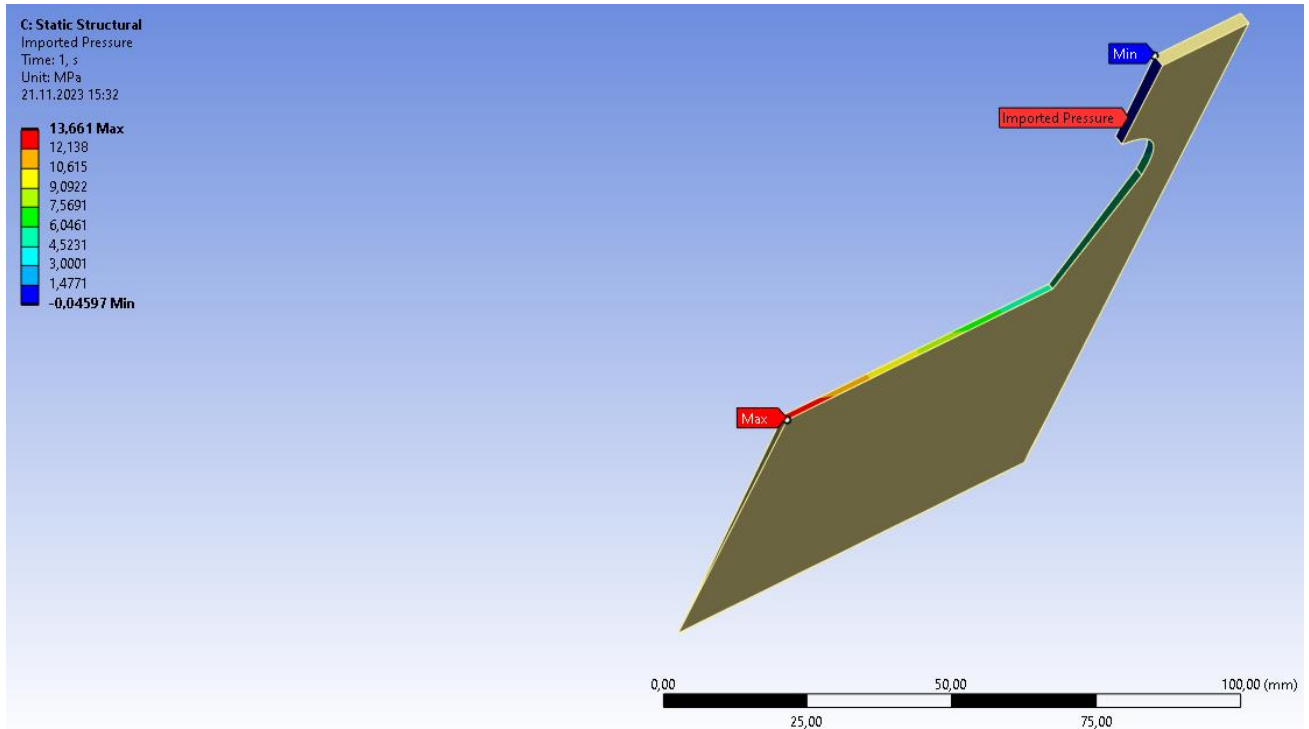


Рисунок 3.14 – Схема зображення перепадів тиску в рідині на контактних поверхнях для дифузору

Мінімальне значення тиску рідини 0 Па.

Максимальне значення тиску рідини 13,661 МПа.

Максимальне значення тиску при паралельних стінках 13,843 МПа

Максимальне значення для конфузору 18,597 МПа

Хоч на рисунку 3.14 зображене мінімальне значення менше нуля, але слід приймати мінімальне значення у 0 Па, так як на виході ми отримуємо рідину під тиском атмосфери, тобто вони прирівнюються і різниця між ними становить 0 Па. А те значення, що на малюнку прирівнюємо до неточностей програми і ігноруємо це.

Після цього переходимо до копії Ansys CFX (Results) і відображаємо результати, а саме перепади тиску в камерах та лінії, які описують рух течії.

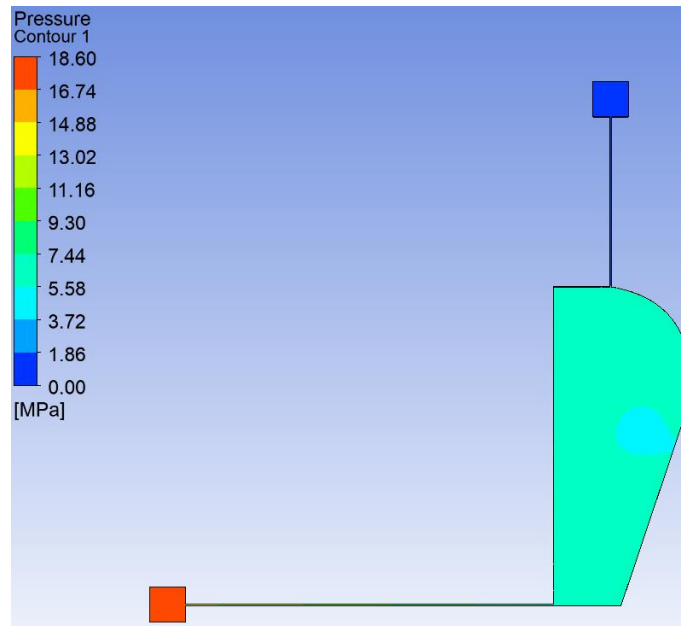


Рисунок 3.15 – Перепади тиску в камерах

Найбільший тиск спостерігається у вхідній камері з подальшим його зменшення при руху рідини на вихідну камеру включно до 0 Па.

Далі зобразимо рух рідини в різних частинах камер, ущільнень для подальшого розуміння усієї роботи конструкції.

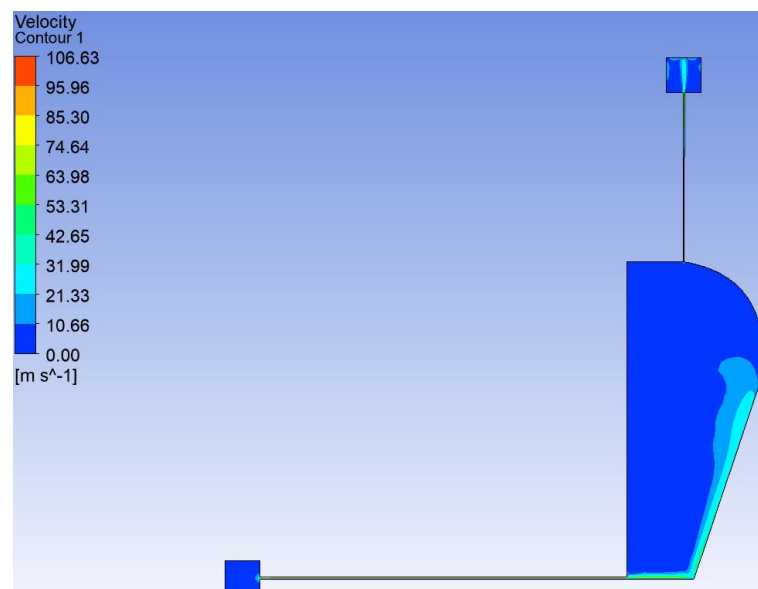


Рисунок 3.16 – Схема зображення ліній опису руху течії

Далі на рисунках 3.17, 3.18, 3.19 будуть розглянуті збільшені моделі частин усього потоку рідини за для більшого розуміння та наглядного показу зміни швидкостей самої рідини з подальшою аргументацією.

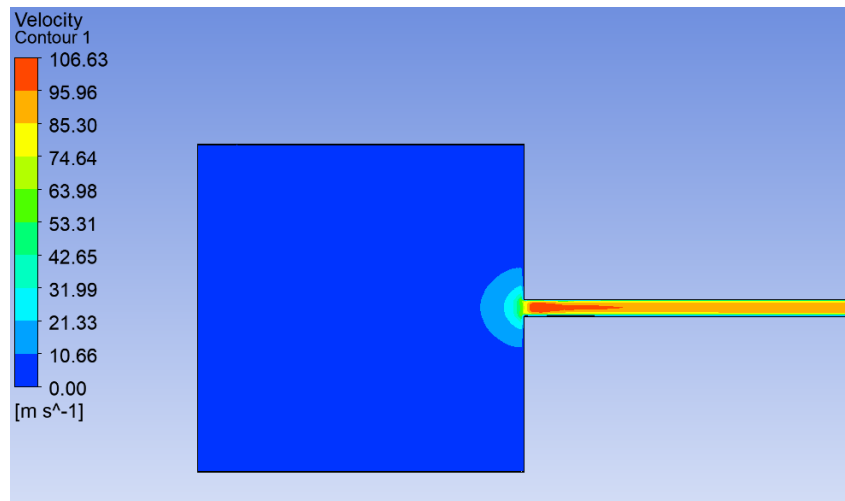


Рисунок 3.17 – Схема зображення ліній опису руху течії (Вхідна камера)

Під час того, як рідина потрапляє в радіальний зазор, то тиск суттєво зменшується, а швидкість зростає, особливо це помітно на початку входу до зазору.

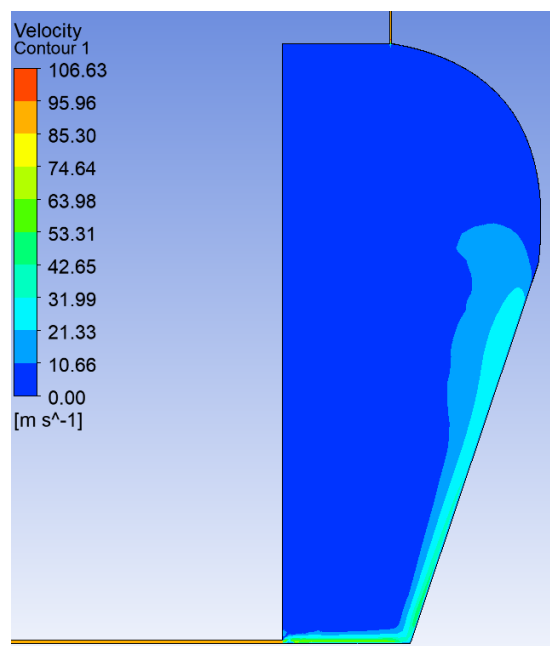


Рисунок 3.18 – Схема зображення ліній опису руху течії (Проміжна камера)

Як тільки рідина потрапляє в проміжну камеру, то тиск починає набирати високих значень, а швидкість рідини при цьому зменшується. Так же рідина продовжує рухатись у напрямку торцевого ущільнення що призводить до підвищення швидкості рідини в ущільненні та зменшенні тиску в ньому.

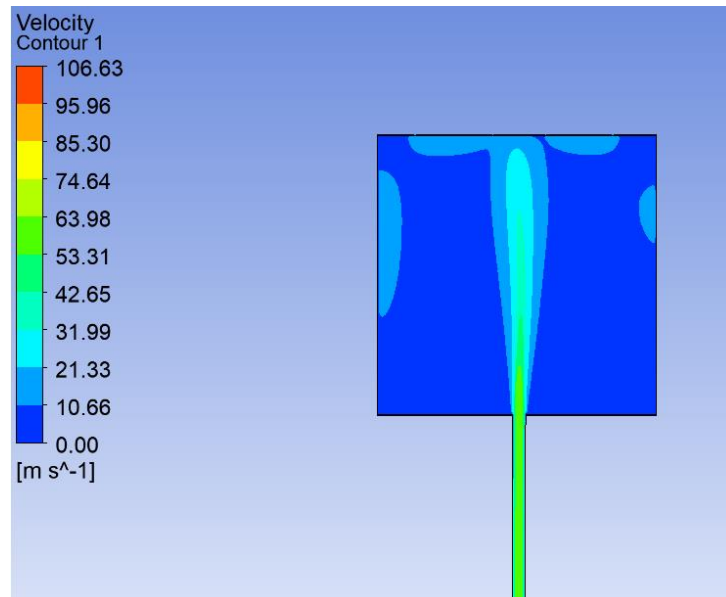


Рисунок 3.19 – Схема зображення ліній опису руху течії при конфузори (Вихідна камера)

Після торцевого ущільнення рідина потрапляє до вихідної камери де тиск прагне досягнути значень в 1атм і швидкість рідини при цьому набуває найменших значень.

Слід підмітити, що під час входу рідини до торцевого чи радіального ущільнення рідини набирає швидкість та зменшує тиск, а при виході з цих ущільнень навпаки тиск в камерах зростає, а швидкість рідини зменшується (рис. 3.17, 3.18, 3.19).

Так як уся схема осеметрична (по окружності уся геометрія однакова), то усі розрахунки було прораховано для 1 градуса за для того, що б усі розрахунки проводились максимально швидко і точно, тому при розрахунках отримані значення будемо множити додатково на 360, що в результаті дасть нам бажаний результат для усієї конструкції.

В програмі Ansys за допомогою однієї з функцій «Function Calculator» отримуємо значення витоків рідини для одного градусу.

Для конфузору $0,014489 \frac{\text{л}}{\text{с}}$, тоді для 360° :

$$0,014489 \cdot 360 = 5,21604 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Для дифузору $0,0236928 \frac{\text{л}}{\text{с}}$, тоді для 360° :

$$0,0236928 \cdot 360 = 8,529408 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Для паралельних стінок $0,01573363 \frac{\text{л}}{\text{с}}$, тоді для 360° :

$$0,01573363 \cdot 360 = 5,6641068 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

3.4 Висновок

Зі збільшенням торцевого зазору, збільшуються торцеві витрати і зменшується тиск, а сам торцевий зазор зі збільшенням осьової сили зменшується. Також за законом Бернуллі зі збільшенням тиску швидкість рідини зменшується і навпаки, при зниженні тиску – швидкість рідини збільшується.

Для вирішення задач гермо-механіки для статичного тіла використовують Static Structural в якому були знайдені деформації гідроп'яти напруження, тиски та витoki. В результаті аналізу цих даних можна зробити висновок, що при використанні конфузору, максимальне відхилення від початкового положення в торцевому зазорі є невеликим порівняно з паралельними стінками та особливо, якщо порівнювати з дифузором. Хоча відхилення при конфузурі доволі малі, але є недолік у вигляді значного тиску на контактних поверхнях в рідині. При використанні дифузору, максимальне відхилення від початкового положення є найбільшими, що створює значні ризики при деформації, хоча і максимальний тиск і є меншим для цього варіанту, але ця різниця тисків порівняно з різницею відхилень між всіма варіантами ущільнень є несуттєвою.

4 ПОРІВНЯННЯ ЗНАЧЕНЬ ТИСКІВ, ВИТОКІВ І СИЛ, ГРАФІКІВ І ТАБЛИЦЬ З ВИКОРИСТАННЯМ СХЕМ КОНФУЗОРУ, ДИФУЗОРУ ТА ПАРАЛЕЛЬНИХ СТІНОК КАНАЛІВ УЩІЛЬНЕНЬ

4.1 Побудова графіків залежностей тиску від довжини для стінок каналів ущільнень на основі знайдених даних в програмі Ansys

Далі будемо графіки залежностей тиску від довжини для порівняння подальших результатів при конфузурі та дифузурі. Зручним у побудові графіку є програма Excel.

Будемо графік для перетікань рідини з вхідної камери до радіального ущільнення.



Рисунок 4.1 – Графік залежності тиску від довжини для конфузору радіального
ущільнення

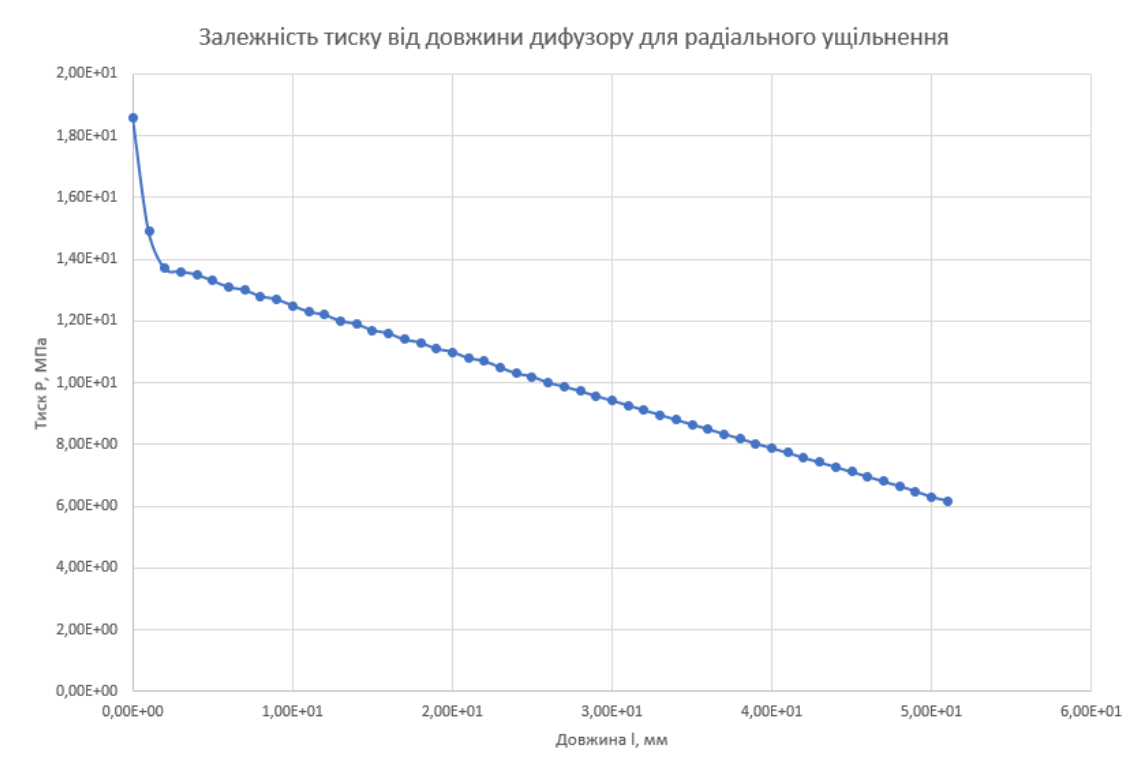


Рисунок 4.2 – Графік залежності тиску від довжини для дифузору радіального ущільнення



Рисунок 4.3 – Графік залежності тиску від довжини для паралельних стінок радіального ущільнення

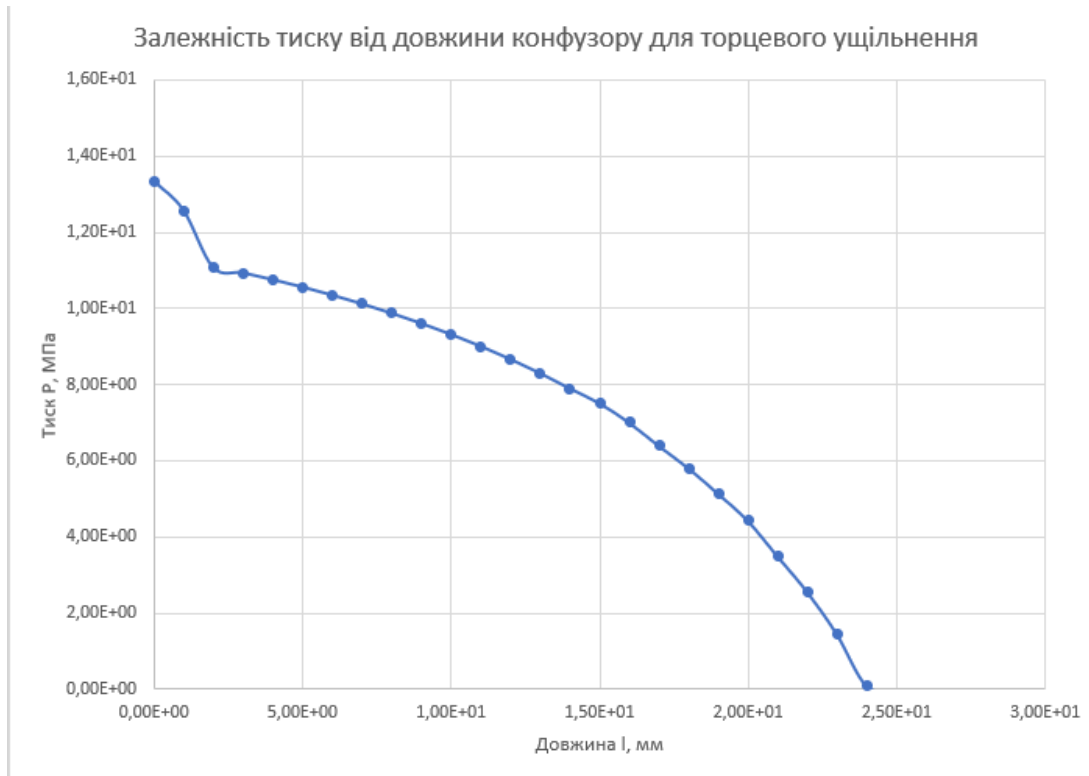


Рисунок 4.4 – Графік залежності тиску від довжини для конфузору торцевого ущільнення



Рисунок 4.5 – Графік залежності тиску від довжини для дифузору торцевого ущільнення

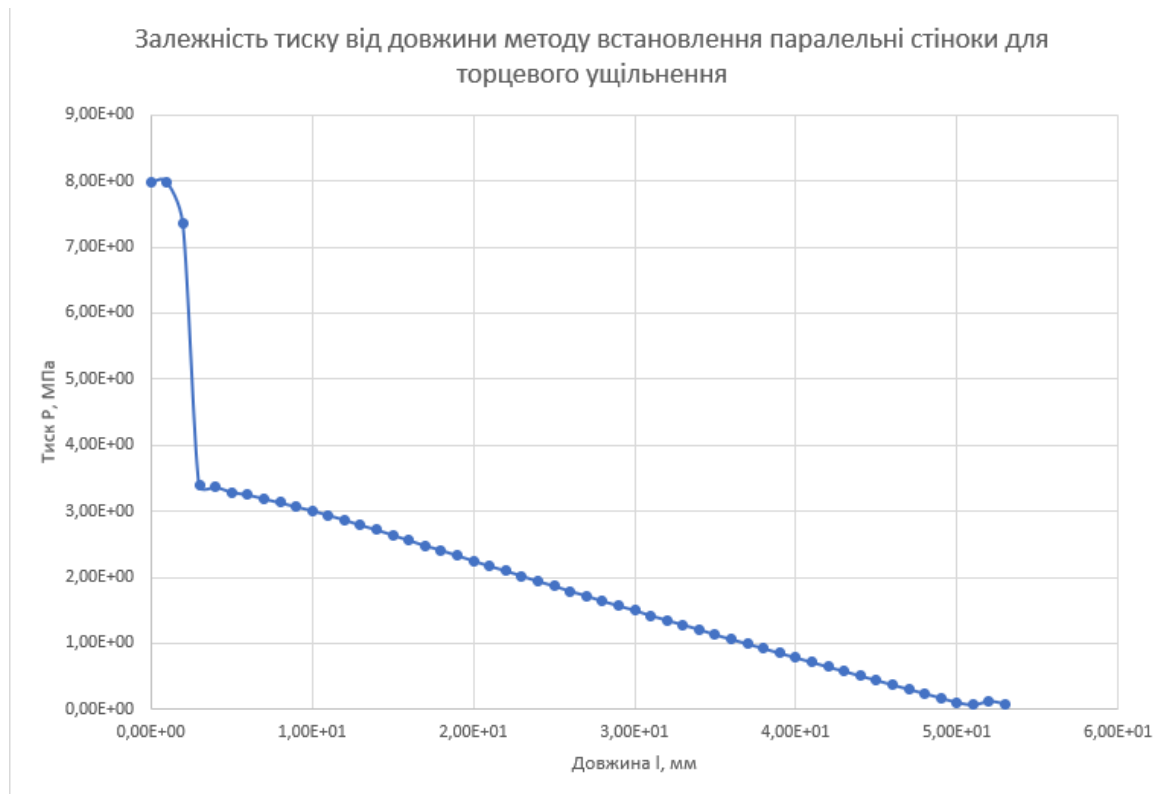


Рисунок 4.6 – Графік залежності тиску від довжини для паралельних стінок торцевого ущільнення

4.2 Побудова таблиць залежностей тиску від довжини для стінок каналів ущільнень на основі побудованих графіків в програмі Excel

Для більш конкретного бачення результатів переведемо значення в графіках до табличних значень. Це дасть змогу у подальшому побачити різницю тисків для різних типів ущільнень на протязі усієї довжини самого зазору.

Побудуємо таблицю зі значеннями конфузору, дифузору та паралельних стінок для радіального ущільнення.

Таблиця 4.1 – Таблиця залежностей тисків усіх видів ущільнень від довжини зазору для радіального ущільнення

Інтервал вимірювань, довжина 1 мм	0	1	2	3	4	5	5,1
Конфузор, тиск Р МПа	18,6	12,2	10,7	9,13	7,57	6,02	5,86
Дифузор, тиск Р МПа	18,6	12,5	11	9,42	7,88	6,3	6,18
Паралельні стінки, тиск Р МПа	18,6	13,4	12,2	11,1	9,91	8,74	8,62

Побудуємо таблицю зі значеннями конфузору, дифузору та паралельних стінок для торцевого ущільнення.

Таблиця 4.2 – Таблиця залежностей тисків усіх видів ущільнень від довжини зазору для торцевого ущільнення

Інтервал вимірювань, довжина 1 мм	0	5	10	15	20	25
Конфузор, тиск Р МПа	13,34	10,55	9,31	7,51	4,43	0,09
Дифузор, тиск Р МПа	6,21	0,26	0,11	0,01	0	0
Паралельні стінки, тиск Р МПа	7,99	2,94	2,17	1,42	0,71	0,08

4.3 Висновок

З отриманих результатів для конфузору та дифузору можна зробити висновок, що зі зміною конусністю каналу, тиск поступово зменшується, також на графіках видно, що тиск при вході до зазорів різко втрачає високі значення, цьому сприяє ефект втрат на вході (рис. 4.1, 4.2, 4.3).

Ефект втрат на вході та виході зі шприн передбачає враховувати гідродинамічні сили, що діють у щільних ущільненнях і мають демпфуючу дію на ротор насоса.

Розглядаючи графіки залежностей для різних схем торцевих ущільнень, можемо помітити, що при використанні дифузору спад тиску йде дуже швидко і стрімко досягає до позначки 0, а отже навантаження на торцеві стінки зазору є несуттєвими на протязі більшої частини зазору. Через цю особливість компенсування осьових сил буде здійснюватись гірше ніж при конфузори чи паралельних стінок.

Для паралельних стінок тиск на початку зазору має схожу ситуацію як із дифузором, а саме стрімке зменшення тиску, але одразу після цього зменшення тиску вже не є таким суттєвим, і на протязі більшої частини довжини зазору тиск зменшується поступово без різких перепадів.

Для конфузорного каналу вздовж потоку рідини зменшується середній зазор, таким чином це впливає на збільшення втрат з-за рахунок контакту рідини та стінок ущільнення, які виникають на подолання опорів тертя. Якщо порівнювати з прямою лінією, то зі зменшенням зазору на виході, випукла парабола, яка зображена на рис. 4.4 буде все більше відрізнятись від лінійного зменшення.

ВИСНОВКИ

Отже, для найбільш надійного та результативної провідності рідини є встановлення торцевого зазору способом конфузор, так як відхилення від положення рівноваги становлять невеликих значень і це слугує надійності конструкції у випадку небезпеки деформації. Велике ККД урівноважуючого пристрою за рахунок постійного, відносно рівномірного тиску на стінки зазору робить цей метод ущільнення ефективним по задачі компенсування осьових сил. Такі особливості роблять метод врівноваження конфузор є доволі ефективним та одним з найкращих серед інших варіантів врівноваження.

Якщо порівнювати зі способами встановлення при паралельних стінках, то різниця між значеннями витоків та деформацій є невелика, хоча при цьому варіанті значення напружень на стінки є доволі високими, що може призвести до значних руйнувань гідроп'яти. Через такі якості методу врівноваження можна зробити висновок, що довговічність при цьому методі буде не надто великою, а в деяких випадках і несуттєвою.

Розглядаючи метод урівноваження дифузор, можна спостерігати великі значення деформації гідроп'яти. Такий недолік може призвести до критичної поломки деталі, а в наслідок і усього насосу. Середній зазор, при використанні цього методу, збільшується вздовж потоку, що призводить до значних витоків рідини. Також слід зауважити про відносно слабку компенсацію осьових сил через нерівномірність розподілу тиску при зміні конусності каналу.

Таким чином використання способу урівноваження осьових сил методом конфузор є найбільш доцільним, актуальним та ефективним, а метод осьового урівноваження дифузор найбільш недоцільним.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мала гірнича енциклопедія : у 3 т. / за ред. В. С. Білецького. — Д. : Донбас, 2007. — Т. 2 : Л — Р. — 670 с.
2. «Гермомеханіка»: конспект лекцій. Розділ “Автоматичні врівноважувальні пристрої як безконтактні ущільнення” / Укладачі: В.А. Марцинковський, С.М. Гудков, С.О. Міщенко. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 78 с.
3. Алексенко О. В. Реалізація комплексної моделі відцентрового насоса на базі його макромоделі – Суми: Сумський державний університет, 2005. – 15 с.
4. Позовний, О. О. Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів : дис. ... д-ра філософії : 133. Суми, 2021. 181 с.
5. Герасимов Г. Г. Нагнітачі та теплові двигуни. Насчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2012. – 552 с.
6. Jedral W., Turbulentny przepływ cieczy w hydraulicznie gładkich szczelinach poprzecznych. Archiwum budowy maszyn, 1981, XXVIII, 1.
7. Корчак А., Badania układów równowazacych napor osiowy w wielostopniowych pompach odsrodkowych, 2005, Gliwice: Wyd. Politechniki Slaskiej.
8. Korczak A., Zarzycki M., Perchał S., Peczkis G., Pompa odśrodkowa wielostopniowa. Zgłoszenie patentowe P-354697 від 24.06.02.
9. Korczak A. Marcinkowski WA Peczkis G., Tarcza odciążająca siłę osiową w sprężarce wirnikowej. Zgłoszenie patentowe P-365432. 20.02.2004.
10. Ю. Тарасевич, Н. Совенко, І. Савченко, Я. Скшипач. Імовірнісний підхід до визначення динамічних характеристик пристрою автоматичного балансування – журнал De Gruyter, 2018
11. Korczak A. Estimating Influence of Inertial Resistance of Throttle for Hydraulic Balancing Device on Rotor Axial Vibration / A. Korczak, V.A.Martsynkovskyy, S. Gudkov // Procedia Engineering. Volume 39. – 2012. – pp. 261-274.

12. V. A. Martsynkovskyy / A. Deineka / A. Korczak / G. Peczkis // Sumy State University. – 2017. – 11 с.

13. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.

14. Гідравлічні енергетичні складові коефіцієнта корисної дії турбонасосного агрегата // Горовий С. О. / Головченко Г. С. – Суми: Сумський національний аграрний університет, 2019. - 12 с.

15. Васильків В.В., Данильченко Д.Л., Радик Д.Л., Дивдик О.В. Інженерний аналіз в Ansys Workbench, Тернопіль, 2021. – 58 с.