

**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 бакалавр**

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Аналіз спільних радіально-осьових коливань ротора з врівноважуючим пристроєм.

Здобувача групи КМ-91-1 ГРИГОР'ЄВА В'ячеслава Сергійовича.

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

\_\_\_\_\_ В'ячеслав ГРИГОР'ЄВ  
(підпис)

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

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 55 с., 30 рис., 1 табл., 13 дж.

Об'єкт досліджень – робоче колесо зі спіральним відводом та автоматичним урівноважуючим пристроєм.

Предмет – статичні та динамічні характеристики ротора й урівноважуючого пристрою, радіально – осьові коливання ротора з гідроп'ятою.

Мета роботи – статичний та динамічний розрахунок роторної частини насоса.

Метод дослідження – аналітичний розрахунок, розв'язування та аналіз радіально-осьових коливань руху ротора.

Відцентрове колесо зі спіральним відводом, це роторний пристрій, який створює обертовий потік рідини та забезпечує її перекачування через насос. Робоче колесо має спіральну форму лопаток, які розташовані на його поверхні. Яка дозволяє рідині, що входить у насос, бути витісненою від осі насоса до його периферії. Відводи на периферії робочого колеса відводять рідину зі спіралі і направляють її у вихідний канал або трубопровід. Для стабільної роботи колеса використовується гідроп'ята.

Урівноважуючий пристрій відцентрового насосу представляє собою сукупність торцевих та радіальних щілин. Вони врівноважують сили, що діють на робоче колесо під час роботи насосу. У роботі було розраховано основні параметри робочого колеса та спірального відводу. Було побудовано їх об'ємні моделі за допомогою комплексу SolidWorks. Проведений розрахунок аналітичними і числовими методами статичних характеристик роторної та статорної частини відцентрового насоса. Було розраховано характеристики урівноважуючого пристрою та побудовано його 3D-модель. Також прораховано динамічні характеристики гідроп'яти за допомогою сучасних програмних комплексів. Розглянуто рівняння осьових коливань та проаналізовано радіально-осьові коливання ротора.

ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС. УРІВНОВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ. РОБОЧЕ КОЛЕСО. СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 РОБОЧЕ КОЛЕСО НАСОСА .....	8
1.1 Поняття робочого колеса.....	8
1.2 Класифікація типів робочих коліс.....	10
1.3 Розрахунок основних параметрів колеса.....	11
1.3.1 Визначення основних геометричних та кінематичних параметрів робочого колеса .....	11
1.3.2 Профілювання лопатки колеса.....	19
1.4 Висновок.....	22
2 ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТА СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ.....	23
РОЗРАХУНОК СПІРАЛЬНОГО ВИПУСКНОГО КАНАЛУ .....	23
2.1 Побудова 3D моделі робочого колеса. Проектування за статистичними даними. ....	23
2.2 Конструктивні особливості спірального відводу .....	25
2.3 Розрахунок і проектування спіральної камери .....	27
2.3 Побудова 3D моделі спірального відводу .....	29
2.4 Висновок .....	34
3. ПРИНЦИП РОБОТИ ТА РОЗРАХУНКОВА СХЕМА.....	36
3.1 Конструкція та принцип роботи урівноважувача.....	36
3.2 Розрахункова схема ущільнення та основні припущення .....	40
3.3 Статичний розрахунок гідропа'яти.....	43
3.4 Моделювання та розрахунок автоматичного балансувача.....	47
3.5 Висновок .....	50
4. ДИНАМІЧНІ СИЛИ ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ТА ОЦІНКА ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ РОТОРА .....	52
4.1 Рівняння осьових коливань ротора .....	52
4.2 Радіально-осьові коливання ротора .....	53
ВИСНОВКИ.....	55
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОСИЛАНЬ .....	57

## ВСТУП

Насос – це механічний пристрій, який використовується для перекачування рідини з однієї точки до іншої. Він працює за принципом зміни тиску робочого середовища. Насос складається з корпусу, в якому розміщене робоче колесо з лопатками та ротором на якому воно розміщене, що забезпечує зміну тиску, та засобів для забезпечення з'єднання з трубопроводом.

Життя пов'язане з рухом рідини, так само як і важливі сегменти економіки. Насосні пристрої – чи то людське серце, підводка котла або насос охолоджуючої рідини автомобіля - завжди є частиною більш-менш складної системи, де відмова насоса може призвести до серйозних наслідків. Для вибору, експлуатації або проектування насоса корисним, або навіть необхідним є розуміння системи. Залежно від застосування, насос може бути простим пристроєм, який можна зібрати у гаражі з мінімальними знаннями, або високотехнологічною машиною, яка вимагає високого рівня вмінь, складної інженерії та обширних випробувань. Спробуючи описати сучасний стан гідравлічного проектування насосного обладнання, фокус незаперечно спрямовується на високотехнологічний бік, а не на менш вимогливі послуги, хоча саме ці послуги становлять більшість застосувань насосів.[1]

Існує багато різних типів насосів, які відрізняються за принципом роботи, характеристиками та застосуванням. Наприклад, відцентрові насоси використовуються для перекачування рідин з низькою в'язкістю, таких як вода, а роторні насоси використовуються для перекачування рідин з високою в'язкістю, таких як масла та сиропи. Існує безліч різних типів насосів, які можуть відрізнятися за принципом роботи, конструкцією, розмірами та застосуванням. Деякі з найпоширеніших типів насосів включають наступні:

1. Відцентровий насос – це насос, який працює за допомогою зміни кінетичної енергії рідини на потенційну енергію. Він забезпечує перекачування рідини з низьким в'язкістю, таких як вода та розчини.

2. Роторний насос – це насос, який використовується для перекачування рідин з високою в'язкістю, таких як масла, сиропи та пастоподібні матеріали. Його робота базується на переміщенні робочої рідини між змінним об'ємом та фіксованим об'ємом.

3. Дозуючий насос – це насос, який використовується для точного дозування рідини або газу. Він зазвичай складається з поршня або мембрани, які рухаються у межах фіксованого об'єму.

4. Вакуумний насос – це насос, який використовується для створення вакууму в контейнері або системі. Він забезпечує вилучення повітря з контейнера, створюючи низький тиск.

Це лише кілька з можливих типів насосів. Який тип насоса використовується залежить від конкретної ситуації, типу перекачуваної рідини, тиску та потоку, необхідних для задоволення потреб.

Як тип загального обладнання, відцентрові насоси широко використовуються, наприклад, в машинобудуванні, аерокосмічній та нафтохімічній промисловості. Більшість досліджень щодо відцентрових насосів зосереджені на енергетичній ефективності та внутрішньому потоці; проте лише кілька з них досліджують їх несправність, що стає все важливішим для експлуатації насосів.[2]

У даній роботі було розглянуто роторну частину насоса з розрахунками основних параметрів її компонентів. Ротор насосу - це головний робочий елемент, який складається з кількох деталей, що виконують рухомі та нерухомі частини. Ротор може піддаватися коливанням внаслідок нерівномірності розподілу мас на ньому.

В даний час урівноваження великих осьових сил, виникаючих у багатоступінчастих високонапірних відцентрових насосах, виконуються напівавтоматичними урівноважуючими пристроями.

Урівноважуючий пристрій (або гідроп'ята) – це пристрій, який встановлюється у системі насосу, для автоматичного контролю потоку рідини (або повітря) та забезпечення рівномірного розподілу тиску в системі.[3]

Використовується для компенсації радіальних і осьових сил, що виникають під час роботи ротора насосу. Автоматичний розвантажувальний пристрій може бути у вигляді вагової системи, відбивача, втулки, підшипника з розсікаючим елементом тощо.

Установка балансуєчих пристроїв дозволяє зменшити витрати енергії, збільшити комфорт в приміщенні, зменшити шум та забезпечити більш ефективну роботу системи перекачування. [3]

Ціль даної роботи полягає у дослідженні роботи ротора насосу з урівноважуючим пристроєм, а також визначенні характеристик основних компонентів насосної системи. Дослідження проводитимуться на основі теоретичного аналізу та числових експериментальних досліджень за допомогою сучасних програмних комплексів, що дозволить визначити оптимальні параметри робочого колеса, спірального відводу та урівноважуючого пристрою.

У роботі будуть розглянуті також основні проблеми, пов'язані з неефективністю кожної з цих деталей. До цих проблем можуть належати велика вібрація ротора, шум під час роботи, зниження продуктивності, скорочення терміну служби деталей тощо.

Урівноваження ротора є важливим етапом в процесі виготовлення насосу та його ефективній роботі. Для досягнення оптимальної ефективності насоса необхідно правильно підібрати тип та параметри урівноважуючого пристрою.

Застосування балансуєчих пристроїв не обмежується тільки насосами. Цей пристрій використовується також у інших механізмах, які мають рухомі елементи, наприклад, в генераторах, турбінах, електродвигунах тощо.

Отже, мета даної кваліфікаційної роботи полягає в дослідженні роботи роторної та статорної частини насосу і визначенні оптимальних параметрів робочого колеса, спірального відводу та урівноважуючого пристрою. Дослідження проводяться за допомогою теоретичного аналізу та чисельних експериментів з використанням програмних комплексів. Результати досліджень сприятимуть покращенню ефективності та стабільності роботи відцентрових насосів з розвантажувальним пристроєм.

# 1 РОБОЧЕ КОЛЕСО НАСОСА

## 1.1 Поняття робочого колеса

Робоче колесо насоса є одним з основних компонентів насосної системи. Воно складається з тіла, що обертається, і відповідає за перекачування рідини через насос.

Робочі колеса мають різну конструкцію залежно від типу насоса. Наприклад, у відцентрових насосах робоче колесо являє собою лопать або лопаті, розміщені на обертовому диску. Обертальний рух крильчатки змушує рідину набирати швидкість і рухатися через насос.

У відцентрових насосах, таких як радіальні та консольні, робоче колесо має форму відцентрової лопаті і переміщує рідину в напрямку осі обертання насоса.

Призначення відцентрової машини полягає в додаванні енергії для підвищення тиску в рідині, яка протікає через неї. Роботу виконує робоче колесо, яка оцінюється за величиною крутного моменту, який передається рідині. За останнім часом, завдяки досягненням у матеріалознавстві та технологіях виробництва, розглядається можливість застосування для заміни багатоступінчастих великогабаритних насосних систем малогабаритними відцентровими насосами з більшим підвищенням тиску через їх компактність та менш шумний режим роботи.[4]

Матеріали, з яких виготовляють робочі колеса насосів, можуть бути різними і залежать від конкретних умов експлуатації насосної системи. Зазвичай, вони виготовляються з металів, таких як чавун, сталь або нержавіюча сталь, оскільки вони володіють високою міцністю і здатні витримувати високі тиски та обертові швидкості.

Існують також насоси, наприклад, поршневі, в яких робоче колесо складається з поршня, який рухається вздовж циліндра, перекачуючи рідину.

Робоче колесо насоса грає ключову роль у процесі перекачування рідини або газу і його конструкція визначає продуктивність та ефективність насоса.

Робоче колесо насоса має важливу функцію у створенні потоку руху рідини. При обертанні колеса створюється відповідний тиск, який змушує перекачувану рідину пересуватися через насос.

Відцентрові насоси широко використовуються в багатьох сферах застосування, тому насосна система може працювати в широкому діапазоні потоку в різних застосуваннях. Більшість попередніх чисельних досліджень були зосереджені на проектному або близькому до проектного стані насоси. Було зроблено небагато зусиль для вивчення непроектної продуктивності насосів, коли продуктивність насоса погіршується. [5]

Для підвищення ефективності насоса робочі колеса можуть мати спеціальні форми і канавки для регулювання потоку рідин і газів і зменшення втрат енергії через турбулентність і тертя.

Зменшення габаритів та збільшення подач в відцентрових насосах можливе за рахунок збільшення швидкостей обертання, однак це в свою чергу може супроводжуватись виникненням автоколивань ротора. В останні роки багато досліджень спрямовані на підвищення загального коефіцієнту корисної дії (ККД) відцентрових насосів за рахунок зменшення витоків через кінцеві та міжступеневі ущільнення при великих значеннях перепадів тисків та швидкостей обертання роторів. У теперішній час це можливо завдяки використанню сучасної обчислювальної техніки та програмних комплексів числового аналізу, які дозволяють вирішувати багато завдань гідродинаміки проточних частин лопатевих машин, зокрема, відцентрових насосів[6]

Існують також одноступінчасті та багатоступінчасті робочі колеса. У багатоступеневих насосах кілька робочих коліс розташовані послідовно для підвищення тиску і забезпечення більшої продуктивності.

Багатоступеневі відцентрові насоси працюють з нагнітанням великого тиску та високої швидкості, однак його розвиток обмежений вібрацією, шумом та стабільністю під час процесу роботи. Пульсація тиску та нестійка сила, що виникає від комплексного потоку та взаємодії ротора зі статором, є основними причинами



вібрації багатоступеневого відцентрового насоса, що серйозно впливає на його безпечну та стабільну роботу.[7]

Слід зазначити, що робоче колесо насоса є однією з деталей, найбільш схильних до зносу в процесі експлуатації. Регулярне технічне обслуговування і заміна зношених робочих коліс є важливими кроками для забезпечення надійності та ефективності насосної системи.

## 1.2 Класифікація типів робочих коліс

Лопатеві насоси являють собою широкий клас насосів. Перекачування рідини або створюваний ними напір відбувається завдяки обертовому руху одного або декількох робочих коліс. [8]

Безліч типів лопатевих насосів, що випускаються для різних цілей, можна звести до декількох основних типів, відмінності в конструкції яких в основному визначаються особливостями застосування і механічними вимогами, що пред'являються до нього.

Насоси складаються з двох основних частин: робочого колеса, яке обертає рідину, і корпусу (зазвичай з вхідним і вихідним пристроями), який створює тиск і переміщує рідину до робочого колеса і від нього.

Робоче колесо встановлюють на валу (з опорами в підшипниках), який приводиться в обертання двигуном через еластичну або жорстку муфту.

Робочі колеса можливо класифікувати так: – за коефіцієнтом швидкохідності  $n_s$  (рис.1.1). Коефіцієнт швидкохідності характеризує коефіцієнт корисної дії, форму проточної частини, співвідношення геометричних параметрів (рис.1.1,а) і форму характеристик насосів (рис.1.1,б). Фізичний зміст коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  такий: це частота обертання подібного насоса з максимальним ККД, який транспортує чисту воду без включень, створює напір 1 м і витрачає потужність у 1 кінську силу (735,5 Вт), або його подача становить 75 л/с. [8]

У даній роботі використаний коефіцієнт швидкохідності для розрахунку та моделювання робочого колеса відцентрового насоса.

### 1.3 Розрахунок основних параметрів колеса

#### 1.3.1 Визначення основних геометричних та кінематичних параметрів робочого колеса

Метод проектування полягає у визначенні оптимальної швидкості потоку в робочому колесі та розрахунку на цій основі основних розмірів. Оптимальна витрата відповідає максимальному гідравлічному ККД і визначається за допомогою узагальнення дослідних (статистичних) даних. Вихідні дані для розрахунків: подача  $Q = 7 \text{ [м}^3/\text{с]}$ , розрахунковий натиск  $H = 510 \text{ [м]}$ , частота обертання колеса  $n_H = 3000 \text{ [об/хв]}$ , діаметр приводного валу  $d_B = 6 \text{ [мм]}$  та товщина лопатки  $s = 0,001 \text{ [м]}$

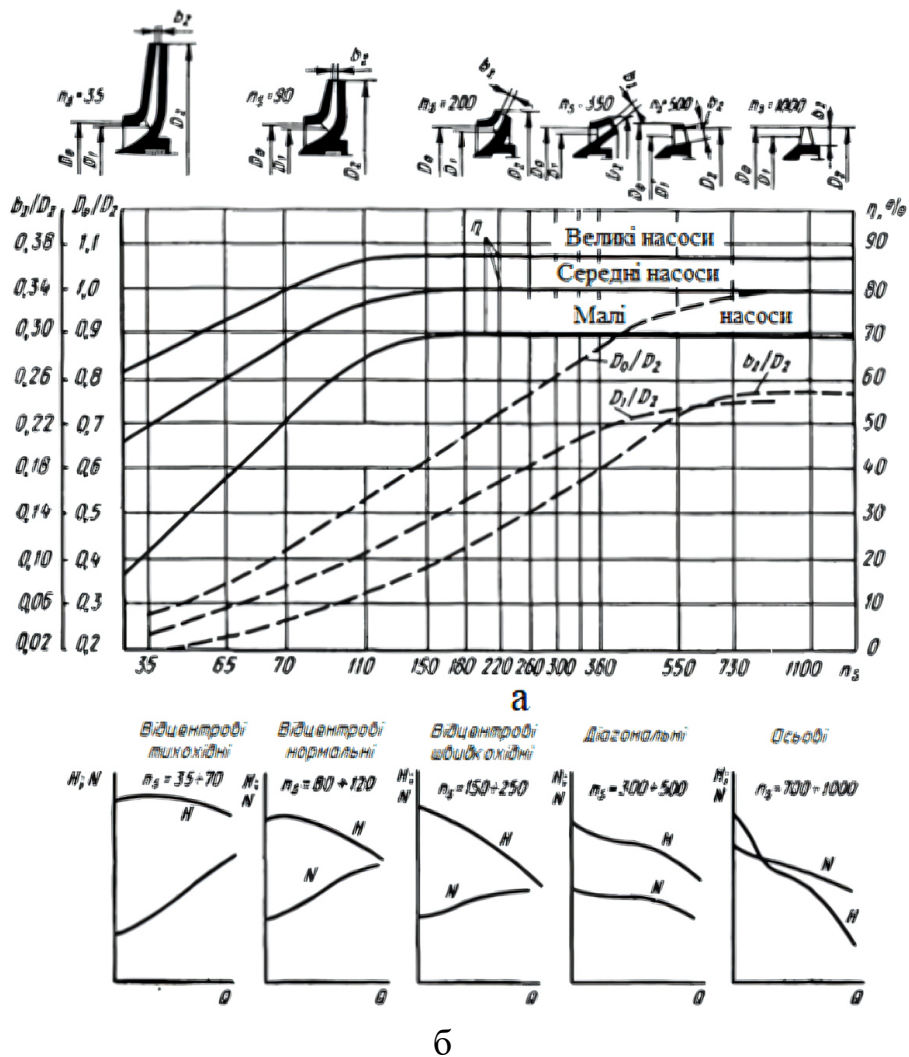


Рисунок 1.1 – Класифікація робочих коліс за величиною коефіцієнта швидкохідності  $n_s$

1. Коефіцієнт швидкохідності визначається за залежністю:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 * n * \sqrt{Q}}{H^{(\frac{3}{4})}} = 248.36 \quad (1.2)$$

Після отримання значення коефіцієнта швидкохідності було визначено тип робочого колеса. При значенні  $n_s = 248.346$  тип колеса є відцентровим швидкохідним.

2. Визначення повного ККД і потужності дискового тертя:

$$v_0 = \frac{1}{1 + 0.68 * n_s^{\frac{-2}{3}}} = 0.984 \quad (1.3)$$

$$v_g = 0.7 + 0.00835 * \log \left( 4 * \sqrt[3]{\frac{120}{24 * 28600}} \right) = 0.695 \quad (1.4)$$

$$v_m = 0.85 \quad (1.5)$$

$$v = v_0 * v_g * v_m = 0.581 \quad (1.6)$$

3. Діаметр ступиці колеса:

$$d_{st} = 1.1 * d_v = 6.6 * 10^{-3} \quad (1.7)$$

4. Діаметр входу в колесо і вхідний діаметр решітки лопатей:

4.1 подача робочого колеса:

$$Q_{rk} = \frac{Q}{v_0} = 7.114 \quad (1.8)$$

4.2 швидкість рідини на вході:

$$c_0 = 0.06 * \sqrt[3]{Q * n^2} = 23.874 \quad (1.9)$$

4.3 діаметр входу в колесо:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 * Q_{rk}}{\pi * c_0} + d_{st}^2} = 0.616 \quad (1.10)$$

5. Вхідний діаметр решітки лопаток:

Орієнтовний діаметр лопаток для нормальних насосів:

$$D_1 = 0.8 * D_0 = 0.493 \quad (1.11)$$

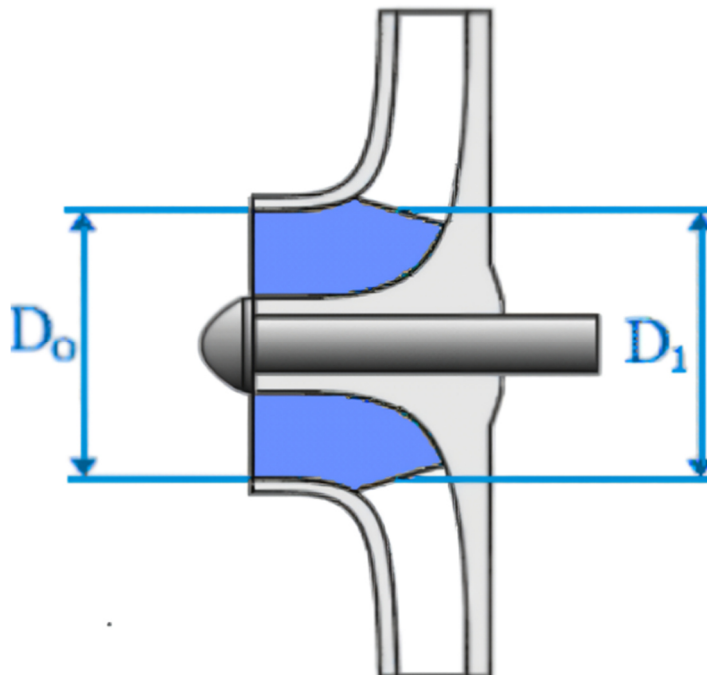


Рисунок 1.2 – Діаметри входу і початку лопаток колеса

6. Визначення початкової ширини лопаток:

У першому наближенні, коли відсутня початкова циркуляція, меридіональну складову швидкості без урахування стиснення потоку лопатками приймають

рівною  $c_0$ . При вході потоку на лопатку меридіональна складова абсолютної швидкості зростає і визначається з виразу:

$$c_{1m} = k_1 * c_0 = 28.649 \quad (1.12)$$

Далі обираються коефіцієнти стиснення потоку на вході та на виході та коефіцієнти натиску:

$$k_1 = 1.2$$

$$k_2 = 1.1$$

$$k = 0.8$$

6.1 Тоді ширина лопатки на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{rk}}{\pi * D_1 * c_{1m}} = 0.1604 \quad (1.13)$$

6.2 окружна швидкість:

$$u_1 = D_1 * \pi * \frac{n}{60} = 77.4 \quad (1.14)$$

6.3 кут набігання потоку рідини:

$$\beta_1 = \text{atan} \left( \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1m}} \right) + \Delta\beta = 0.566 \quad (1.15)$$

При відсутності початкової циркуляції  $c_{1u} = 0$

6.4 У результаті кут нахилу лопаті на вході виходить з виразу:

$$\frac{\beta_1 * 180}{\pi} = 32.422 \quad (1.16)$$

$$\Delta\beta = \frac{\pi * 2}{180} \quad (1.17)$$

Параметр потребує уточнення, так як визначений за приблизною швидкістю рідини, розрахованої на підставі орієнтовно прийнятого значення коефіцієнта стиснення.

Кут між напрямками відносної швидкості на вході у робоче  $w_1$  і дотичній до середньої лінії лопатки на вхідній кромці називають кутом  $\Delta\beta$ . Кут атаки впливає на характер течії, впливаючи на величину втрат у лопатевій системі колеса. Кут атаки не є постійною величиною, а залежить від режиму роботи: зі збільшенням витрати кут атаки зменшується.

При надто великих позитивних кутах атаки відбувається відрив потоку з тильного боку профілю, утворюється вихрова область, яка створює великі втрати. При правильно підбраному куті атаки відбувається майже безвідривне обтікання потоком профілю лопаті. При надто великому негативному куті атаки утворюється вихор на лицьовій стороні профілю; втрати та кут відставання потоки зростають.

Допустима величина кута атаки залежить від товщини вхідної кромки лопаті: чим тонше вхідна кромка лопатки, тим менше допустима величина кута атаки, так як починається зрив потоку. При збільшенні товщини кромки погіршуються кавітаційні властивості насоса через відцентрову силу, що виникає при обтіканні кромки, що сприяє зниженню тиску.

#### 7. Визначення кута нахилу лопатки на виході з колеса:

Кут виходу лопаті колеса є одним із найбільш значущих геометричних параметрів, що впливає на гідравлічні якості каналів, напір щаблі та форму напірної характеристики.

Міжлопатковий канал у відцентровому насосі виглядає як, криволінійний дифузор, в якому поряд із звичайними гідравлічними втратами є ще дифузорні втрати, пов'язані з відривом потоку від стінок дифузора. Величина таких втрат швидко зростає зі збільшенням кута розкриття дифузора, однак у цьому випадку через зменшення загальної довжини дифузора зменшуються гідравлічні втрати. Тому існує оптимальний кут розкриття дифузора, який можна оцінити коефіцієнтом дифузорності  $\zeta$ .

Заданий коефіцієнт дифузорності можна забезпечити зміною довжини лопатки, що визначається вихідним кутом нахилу  $\beta_2$ . Чим менше кут, тим довша лопатка і тим менший коефіцієнт.

8. Залежність вихідного кута від коефіцієнта дифузорності можна подати у вигляді:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\zeta * \frac{c_{2m}}{u_1 - c_{1m}} * \frac{k_2}{k_1} * \sin(\beta_1)\right) = 0.207 \quad (1.18)$$

$$\zeta = 5.65 * 10^{-5} * n_s^2 - 18.23 * 10^{-3} * n_s + 2.65 = 1.607 \quad (1.19)$$

$$c_{2m} = k_2 * c_0 = 26.262 \quad (1.20)$$

Оптимальні значення кута на виході, а також коефіцієнта дифузорності приймають різні значення в залежності від величини коефіцієнта швидкохідності. На підставі досліджень у цій галузі було зроблено висновок, що збільшення коефіцієнта дифузорності міжлопатевих каналів від 1,0 до 2,6 призводить до збільшення ККД насоса приблизно 5,5%.

У деяких випадках рекомендується вибирати коефіцієнт дифузорності 1,0-1,05 для всього діапазону коефіцієнтів швидкохідності. Це дозволяє зменшити втрати на вихроутворення в проточній частині колеса та створити порожнисту напірну характеристику з максимальним натиском в точці нульової подачі.

При нескінченній кількості лопаток та відсутності закрутки потоку на вході  $c_{1u} = 0$  коефіцієнт теоретичного напору та ступінь реактивності є функціями окружної складової абсолютної швидкості потоку при виході із колеса. Ця швидкість є лінійною функцією кута  $\beta_2$  тому теоретичний натиск збільшується, а ступінь реактивності зменшується зі зростанням  $\beta_2$ . Виходячи з цього і враховуючи, що економічніше більшу частину потенційного напору отримувати безпосередньо у робочому колесі.

ККД ступеня зі збільшенням вихідного кута зменшується. Це пов'язано з тим, що при збільшенні кута зменшується ступінь реактивності, а роль дифузорного

ефекту в нерухомих елементах у процесі створення потенційного тиску збільшується. Зниження втрат повинно досягатися за рахунок проектування колеса з гарною структурою потоку на виході.[9]

9. Уточнене значення зовнішнього діаметру робочого колеса, з урахуванням кінцевого числа лопаток:

Розміри зовнішнього діаметра робочого колеса визначають, використовуючи перетворене основне рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $H_E$  (вирішуючи його щодо швидкості  $u_2$ , м/с).

$$H_E = \frac{H}{v_g * k} = 1.026 * 10^3 \quad (1.21)$$

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 * \tan(\beta_2)} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 * \tan(\beta_2)}\right)^2 + g + H_E + c_{1u} * u_1} = 142.683 \quad (1.22)$$

Першочергово приймається  $k = 0.8$ , при цьому

$$D_2 = \frac{60 * u_2}{\pi * n} = 0.908 \quad (1.23)$$

$D_2$  повинен бути уточнений після розрахунку, так як визначається за приблизною окружною швидкістю, що отримана на підставі орієнтовного значення коефіцієнта Проскури.

10. Кількість лопаток робочого колеса вибирається виходячи з умов експлуатації та способу виготовлення робочих коліс за формулою:

$$z = A * \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} * \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) = 7.102 \quad (1.24)$$

При  $A = 7$  – для литих коліс



Таким чином, вибір кількості лопаток має бути пов'язаний з кутом на виході з робочого колеса та коефіцієнтом швидкохідності. При більш низьких коефіцієнтах швидкохідності та при великих кутах установки лопатей застосовують більша кількість лопаток. При їхньому числі більше 8-10 доцільно частину лопаток на вході виконувати укороченими (двоярусні робочі колеса) з метою зменшення стиснення потоку лопатями і, як наслідок, зниження гідравлічних втрат та покращення кавітаційних характеристик. Товщину лопаті  $s$  вибирають мінімальною з технологічних міркувань.

#### 11. Визначення ширини каналу на виході:

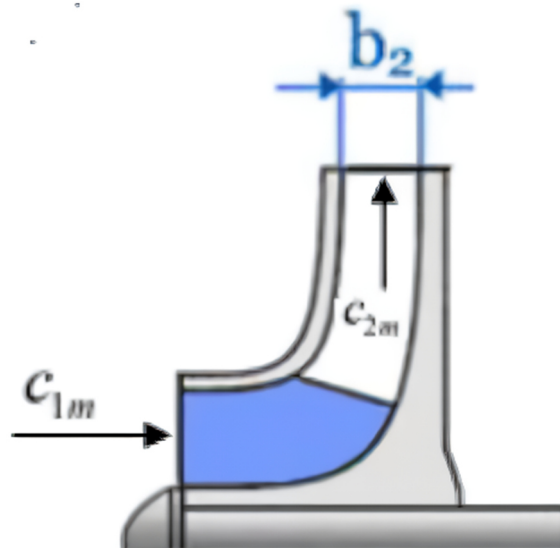


Рисунок 1.3 – Ширина виходу лопаток колеса

Ширина каналу на виході з робочого колеса (рис. 1.3) визначається за формулою:

$$b_2 = \frac{Q \cdot k_2}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2m}} = 0.103 \quad (1.25)$$

#### 12. Уточнюючий розрахунок геометрії колеса:

На етапі орієнтовного розрахунку деякі параметри були визначено приблизно через брак даних. В результаті орієнтовного розрахунку були отримані всі дані, необхідні для уточнюючого розрахунку. Після визначення  $s$  та  $D_2$  уточнюють

коефіцієнт стиснення потоку лопатками на вході та виході з робочого колеса  $k_1$  і  $k_2$ , а також коефіцієнт Проскури  $k$ :

$$k_1 = \frac{1}{1 - z \cdot \frac{s}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_1)}} = 1.018 \quad (1.26)$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - z \cdot \frac{s}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_2)}} = 1.007 \quad (1.27)$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{1.2}{z} \cdot \left[ \frac{1 + \sin(\beta_2)}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \right]} = 0.757 \quad (1.28)$$

13. Уточнення напору робочого колеса:

$$\mu_2 = 1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \cdot \tan(\beta_2)} - \frac{\pi}{z} * \left[ 1 - \frac{1}{\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \right] * \sin(\beta_2) = 0.388 \quad (1.29)$$

$$H_T = \frac{u_2^2 \cdot \mu_2}{g} = 804.311 \quad (1.30)$$

$$H' = H_T * v_g = 558.65 \quad (1.31)$$

### 1.3.2 Профілювання лопатки колеса

Профілювання лопаток означає визначення їхньої форми. Від форми лопаток залежить гідравлічний ККД насоса. Вони мають бути такої форми, щоб мінімізувати утворення вихорів, які призводять до зниження гідравлічного ККД, створити можливо більш сприятливі умови для безвідривного обтікання контуру лопатки потоком. З цією метою приймають плавний закон зміни відносної швидкості (без різких змін), від початкового значення  $w_1$  до кінцевого  $w_2$ .

Поверхню лопатки зручно будувати по точках. Положення кожної точки розраховується у полярній системі координат. Це означає, що координати точки визначаються відстанню від осі колеса (радіус-вектором  $r$ ) та кутом нахилу радіус-вектора (рис.1.4)

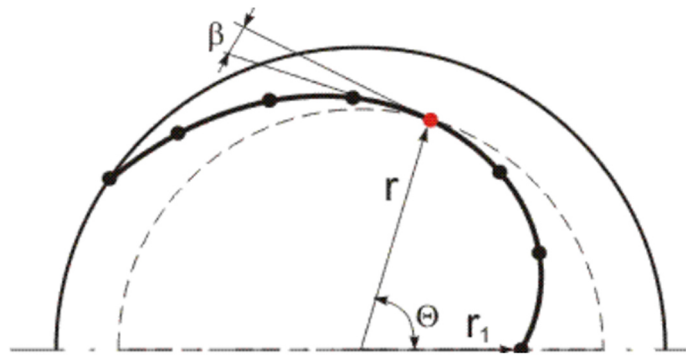


Рисунок 1.4 – Координати точок середньої лінії лопатки

1. Кут нахилу  $\theta$  для точки, що має радіус-вектор  $r$ , визначається за формулою:

$$\theta(r) = 1 * \int_{r_1}^r \frac{1}{r * \tan(\beta(r))} dr \quad (1.32)$$

2. Меридіональна швидкість рідини залежить від коефіцієнта стиснення, який, у свою чергу, залежить від кута нахилу лопатки. Тому кут нахилу лопатки краще визначати за виразом:

$$\beta(r) = \text{asin} \left( \frac{c_r(r)}{\omega(r)} + \frac{z * s}{2 * \pi * r} \right) \quad (1.33)$$

3. Меридіональна швидкість без стиснення (для нескінченно тонких лопаток) визначається за формулою:

$$c_r(r) = \frac{Q_{rk}}{2\pi * r * b(r)} \quad (1.34)$$

4. Для тихохідних та нормальних коліс ширина лопатки проектується виходячи з умови сталості меридіональної складової осьової швидкості  $c_m$ . А оскільки розмір кола зростає пропорційно радіусу колеса, то ширина прохідного каналу в колесі повинна зменшуватись пропорційно радіусу колеса за виразом:

$$b(r) = b_1 - \frac{b_1 - b_2}{r_2 - r_1} * (r - r_1) \quad (1.35)$$

Зміна відносної швидкості рідини залежно від відстані до осі колеса задається таким чином, щоб вона монотонно зменшувалась від значення на початку лопатки  $w_1$  до значення в кінці лопатки  $w_2$ .

5. Дотримання цієї умови дозволяє знизити вихроутворення та підвищити гідравлічний ККД. Найбільш проста залежність може бути виражена прямолінійним законом:

$$\omega(r) = \omega_1 - \frac{\omega_1 - \omega_2}{r_2 - r_1} * (r - r_1) \quad (1.36)$$

6. З цього виразу отримуємо відносну швидкість на початку та в кінці лопатки

$$\omega_1 = \frac{c_{1m}}{\sin(\beta_1)} 110.692 \quad (1.37)$$

$$\omega_2 = \frac{c_{2m}}{\sin(\beta_2)} = 76.784 \quad (1.38)$$

7. На основі цих функцій в пакеті Mathcad розраховані значення кута радіус-вектора для 20 точок і побудована середня лінія лопатки:

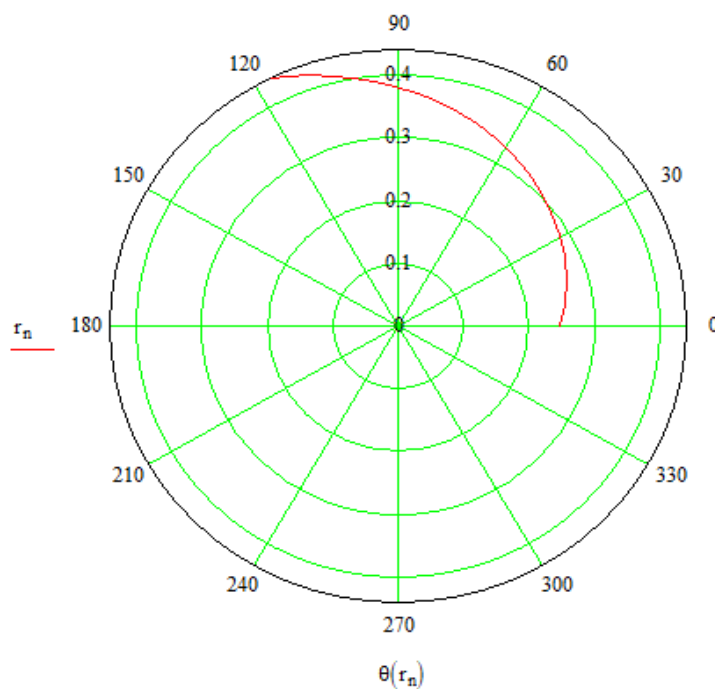


Рисунок 1.5 – Середня лінія лопатки робочого колеса

## 1.4 Висновок

Після проведення розрахунків робочого колеса з використанням коефіцієнта швидкохідності було визначено його тип, а саме відцентрового швидкохідного типу колеса. Вибір цього типу базувався на його високій продуктивності та ефективності у перекачувальних системах.

Для розрахунку основних параметрів робочого колеса були використані спеціальні формули та методи, що дозволяють враховувати різні фактори, такі як об'єм робочого колеса, обертовий момент, витрати рідини, тиск та інші параметри. Завдяки цим розрахункам були визначені оптимальні значення діаметра, ширини та кута нахилу лопаток, а також кількості лопаток для заданого насосу.

Після визначення основних параметрів робочого колеса були проведені детальні розрахунки лопаток. Вони включали в себе визначення форми лопаток, їх розмірів, кута нахилу, товщини та інших характеристик. Для цього використовувалися методи комп'ютерного моделювання та чисельного аналізу, що дозволяють точно визначити оптимальні параметри лопаток для досягнення максимальної ефективності та зменшення опору при перекачуванні рідини.

Отримані результати розрахунків використовуються для створення детальної моделі робочого колеса, яка в подальшому використовуватиметься для проведення досліджень та оптимізації насосної системи. Цей підхід дозволяє уникнути непотрібних експериментів та скоротити час розробки, забезпечуючи оптимальну конструкцію робочого колеса.

## 2 ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТА СПРАЛЬНОГО ВІДВОДУ. РОЗРАХУНОК СПРАЛЬНОГО ВИПУСКНОГО КАНАЛУ

### 2.1 Побудова 3D моделі робочого колеса. Проектування за статистичними даними.

Після проведення розрахунків та отримання необхідних параметрів було побудовано 3D модель робочого колеса з лопатками

Спочатку було створено ескіз робочого колеса без лопаток використовуючи значення  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_0$  та  $b_1$ ,  $b_2$ .

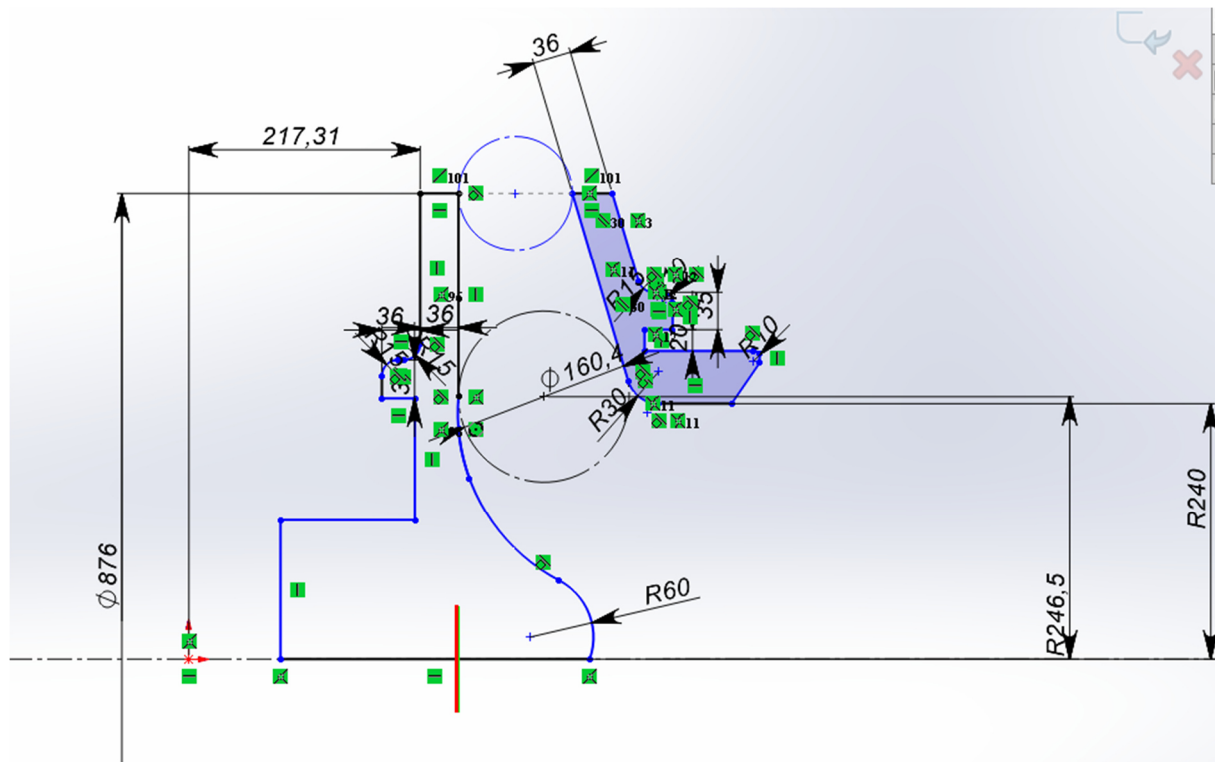


Рисунок 2.1 – Ескіз робочого колеса

Потім за допомогою інструменту повернута Бобишка створена сама модель колеса.

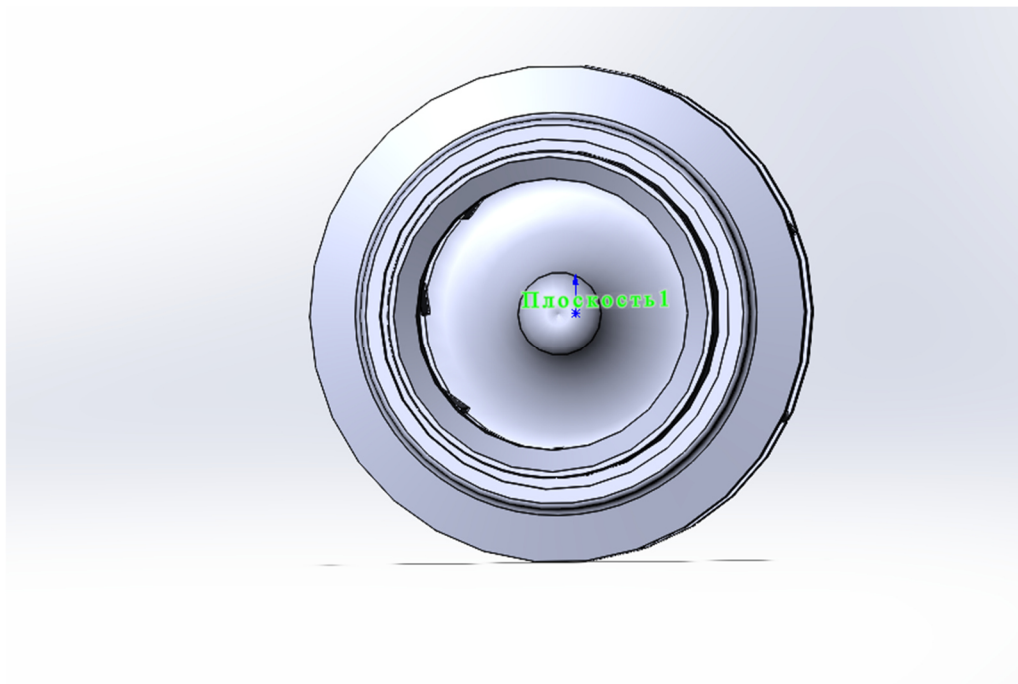


Рисунок 2.1 – Об'ємне зображення робочого колеса

Далі використовуючи значення координат для 20 розрахованих точок створено ескіз середньої лінії та самого профілю лопатки.

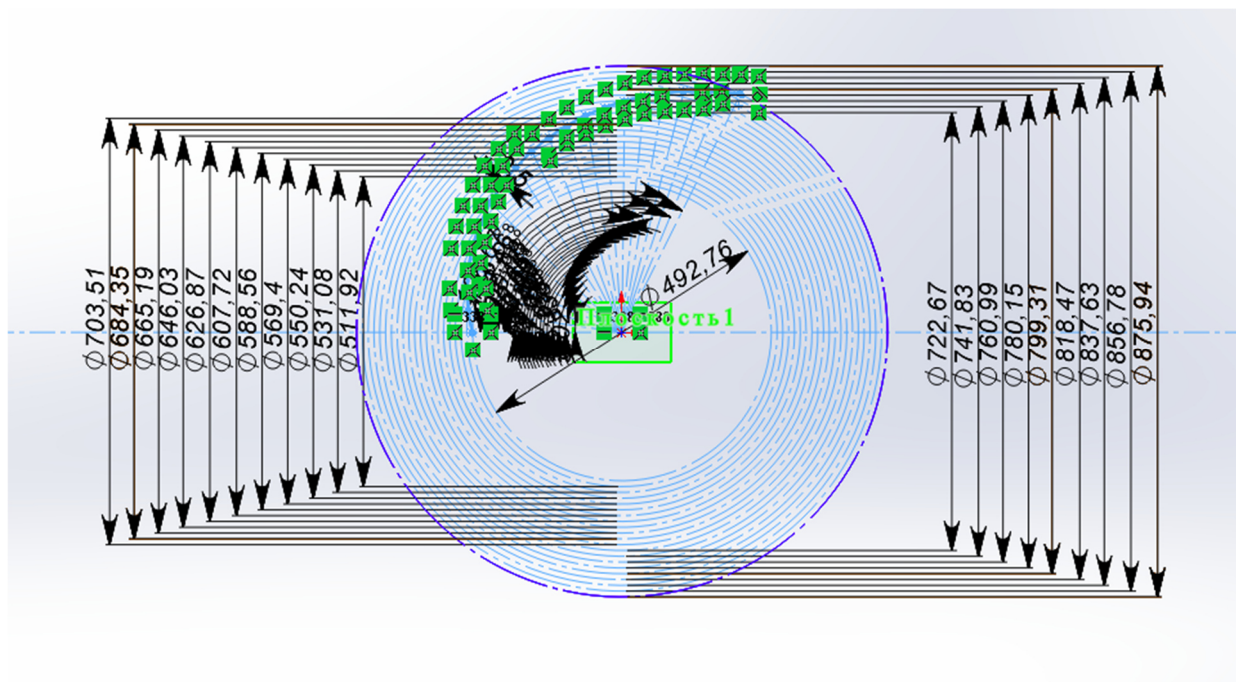


Рисунок 2.3 – Ескіз лопатки робочого колеса

Після цих маніпуляцій була створена вже повна об'ємна модель робочого колеса з лопатками.

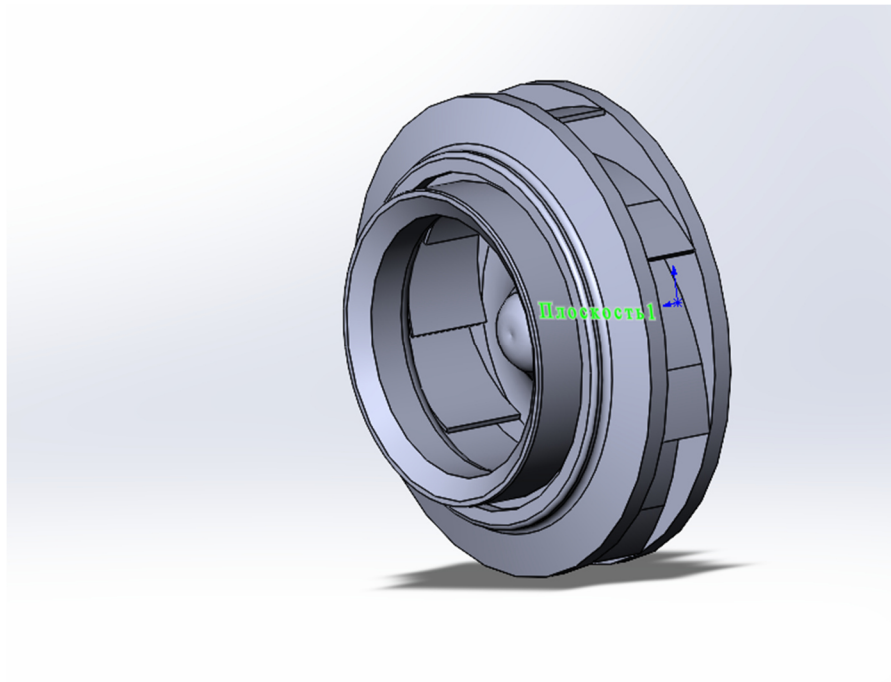


Рисунок 2.4 – Повна 3D модель робочого колеса з лопатками

## 2.2 Конструктивні особливості спірального відводу

Спіральний відвід (рис. 2.5) являє собою камеру змінного перерізу, спіраль, розміщену навколо робочого колеса, що закінчується розбіжним напірним патрубком (дифузором).

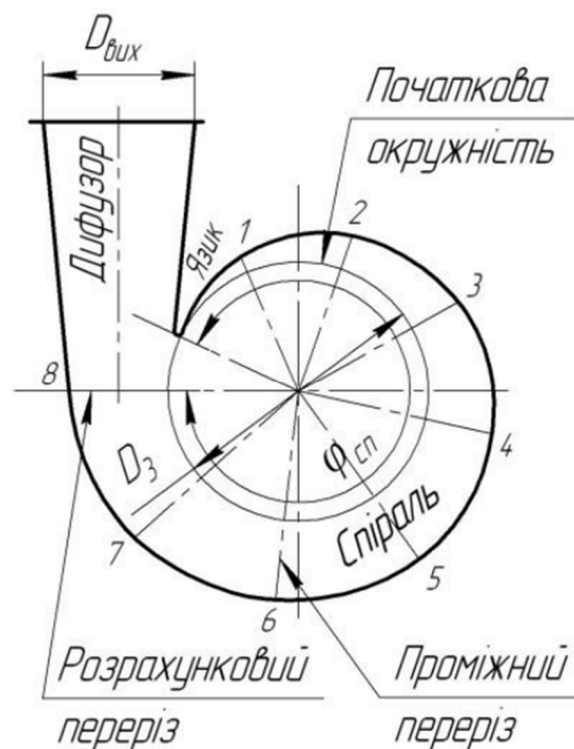


Рисунок 2.5 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом



Збільшення розмірів радіальних перерізів відбувається в напрямку обертання робочого колеса, починаючи від язика, де площа перерізу дорівнює нулю, до вихідного (розрахункового) перерізу. Розміри й форму спіральної частини відводу характеризують такі величини.[10]

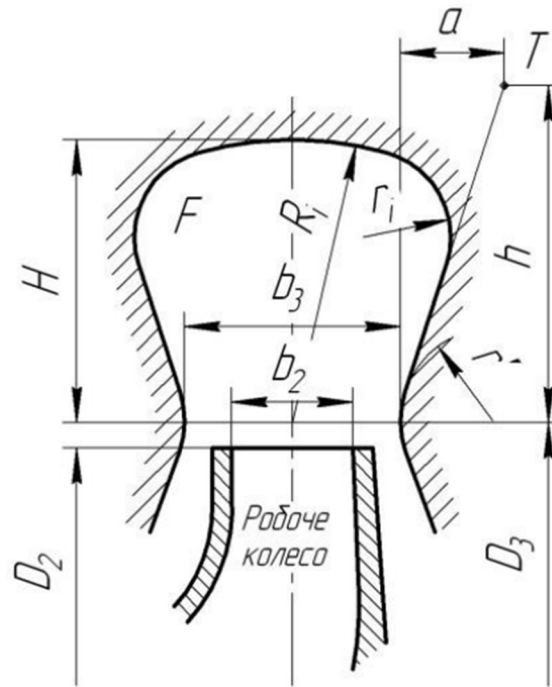


Рисунок 2.6 – Схема перерізу спірального відводу

На рисунках  $D_3$  – діаметр початкової окружності;  $b_3$  – ширина входу у відвід;  $\phi_{сп}$  – кут обхвату спіральної камери. Величини  $D_3$  і  $b_3$  визначаються залежно від розмірів робочого колеса, коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  і конструктивного виконання насоса.

Під час руху рідини усередині спірального відводу від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту  $\phi$ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_\phi = \frac{Q}{360} * \phi^\circ \quad (2.1)$$

Витрата в спіральному відводі буде збільшуватися аж до вихідного перерізу, де вона дорівнюватиме подачі насоса  $Q_{вих} = Q$ .

Тому розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена подача насоса  $Q$ .

Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса  $Q$ , напір  $H$ , частота обертання  $n$ , коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , момент швидкості на виході з робочого колеса  $K_2$  зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2$ , ширина робочого колеса на виході  $b_2$ , гідравлічний ККД  $\eta_{г}$ .

$$H = 570 \text{ м}$$

$$n = 3000 \text{ об/хв}$$

$$n_s = 248$$

$$D_2 = 0.908 \text{ м}$$

$$b_2 = 0.103 \text{ м}$$

### 2.3 Розрахунок і проектування спіральної камери

Діаметр  $D_3$  першого кола рекомендується вибирати з умов мінімізації гідравлічних втрат в просторі між робочим колесом і напірним патрубком і мінімізації вібраційного ККД насоса. Ця умова забезпечується наступним рівнянням для  $D_3$ :

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = 0.454 \quad (2.2)$$

$$R_3 = 1.05 * R_2 = 0.477 \quad (2.3)$$

$$D_3 = 2 * R_3 = 0.953 \quad (2.4)$$

Ширину входу в спіраль  $b_3$  вибирають залежно від ширини  $b_2$  і діаметра  $D_2$  на виході лопатевого колеса:

$$b_3 = b_2 + 0.05 * D_2 = 0.148 \quad (2.5)$$

Кут нахилу бічних стінок спіралі можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності.

Для  $n_s > 80$   $\gamma = 14 - 22^\circ$

Приймаємо  $\gamma = 22^\circ$

При  $n_s > 80$  кут  $\gamma$  рекомендується поступово зменшувати, переходячи від розрахункового перерізу до нульового. При цьому ширина спіралі  $a$  ділиться на рівні відрізки, кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі (у нашому випадку - 8).

Кут обхвату спіралі  $\phi_{сп}$  залежить від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$ .

Приймаємо  $\phi_{сп} = 360$ .

Пропускна здатність спіралі у вихідному перерізі  $A_{сп\text{ розрах.}}$ , м, у вихідному перерізі визначається за формулою

$$A_{sp} = \frac{\phi_{сп}/360 * \pi * v_g * n * Q}{30 * g * H} = 4.771 * 10^{-3} \quad (2.6)$$

Повна витрата рідини через розрахунковий переріз визначається підсумовуванням витрат через елементарні площадки цього перерізу:

$$Q_r = \sum_{i=2}^9 \left( K_2 * \frac{B_{i-1} + B_i}{2} * \Delta r \right) = 0.546 \quad (2.7)$$

Далі визначається ширина проміжних перерізів  $b_{i+1}$  за формулою:

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 * \Delta r * tg(\gamma) \quad (2.8)$$

Момент швидкості  $K_2$ , м<sup>2</sup>/с, на виході з робочого колеса визначається так:

$$H_m = \frac{H}{v_g} = 820.144 \quad (2.9)$$

$$\omega = \pi * \frac{n}{180} = 52.36 \quad (2.10)$$

$$K_2 = g * \frac{H_m}{\omega} = 153.66 \quad (2.11)$$

Витрата  $\Delta Q_i$ , м<sup>3</sup>/с, через елементарну площадку знаходиться за формулою:

$$\Delta Q = K_2 * \frac{B_8 + B_9}{2} * \Delta r = 0.069 \quad (2.12)$$

Таблиця 1 – Визначення площі розрахункового перерізу

№	$\Delta r$ , м	$r_i$ , м	$b_i$ , м
1	0.0014	476.7	148.4
2	0.0014	478.1	146.5
3	0.0014	479.5	150.67
4	0.0014	480.9	151.8
5	0.0014	482.3	152.9
6	0.0014	483.7	154.1
7	0.0014	485.1	155.2
8	0.0014	486.5	156.3

Далі за цими табличними даними будується об'ємна модель спірального відводу.

### 2.3 Побудова 3D моделі спірального відводу

Завдяки даним, які були розраховані було побудовано об'ємну модель рідини, що проходить через робоче колесо та спіральний відвід.

Спочатку було побудовано підвід рідини до робочого колеса.

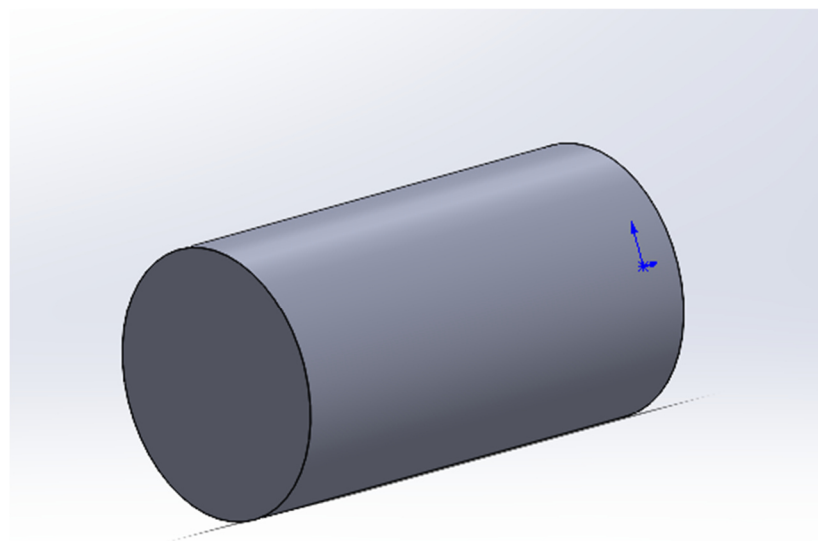


Рисунок 2.7 – Модель підводу перекачуваної рідини до робочого колеса

Потім було створено ескіз та побудовано модель рідини, що проходить саме через робоче колесо.

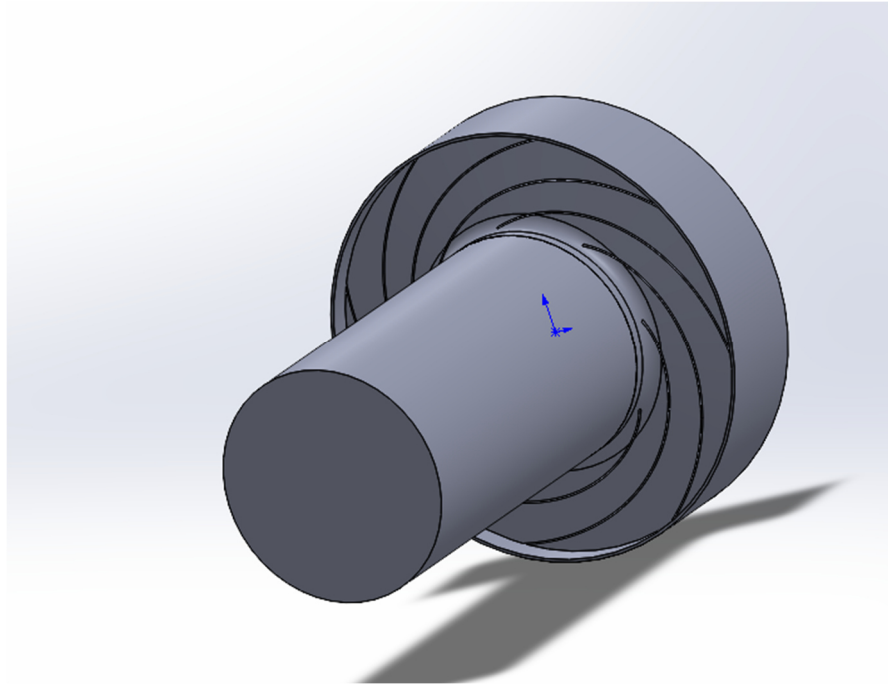


Рисунок 2.8 – Рідина, що проходить через робоче колесо з підводом

Далі використовуючи розраховані  $r_i$ ,  $b_i$  та кут  $\gamma$  було повністю побудовано спіральний відвід.

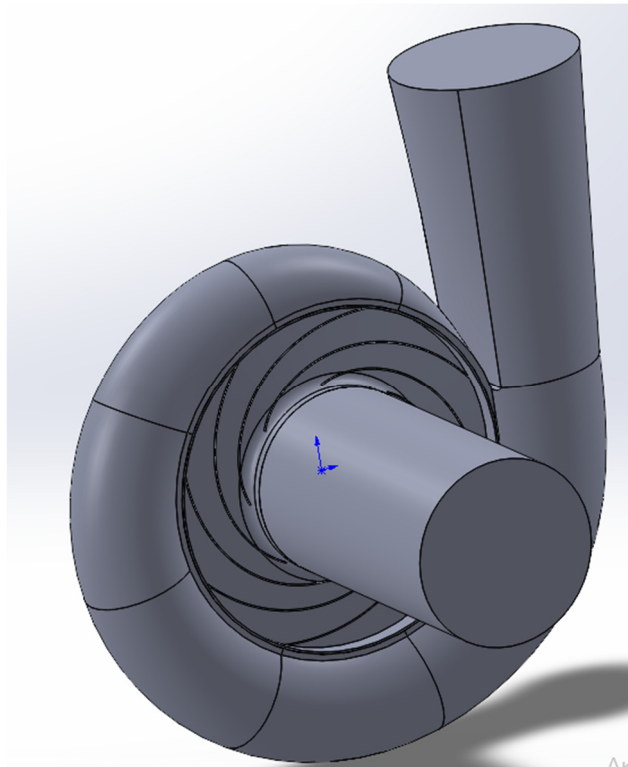


Рисунок 2.9 – Модель проточної частини для розрахунку.

Модель була побудована за допомогою трьох доменів, двох статичних та одного обертового( колесо оберталось з частотою 3000 об/хвилину)

Було створене робоче колесо та статор за допомогою програмного комплексу SolidWorks, після чого було згенеровано розрахункову сітку в AM (ANSYS Meshing), з заданням пристінкового шару біля елементів стінок, обертових та необертових елементів моделі

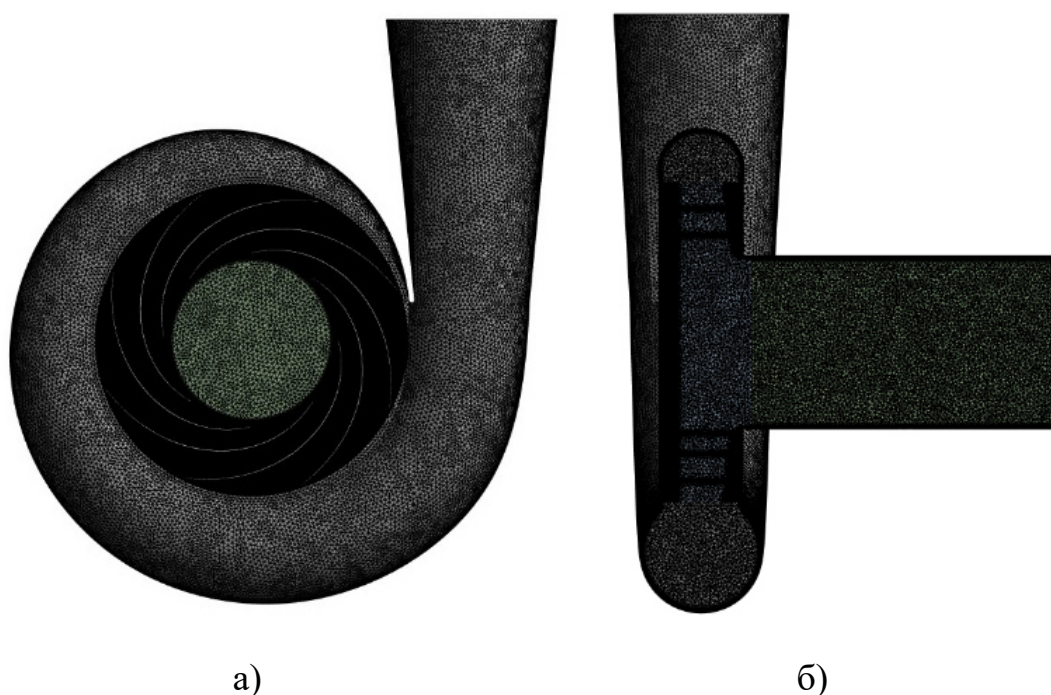


Рисунок 2.10 – Розрахункова сітка а) повна модель проточної частини,  
б) модель в розрізі

Було передано розрахункову сітку в Ansys CFX.

Створення обчислювальної сітки – це задача з розбиття обчислювальної моделі на багато секторів. Сітка зазвичай може складатися з тетраедрів, гексаедрів, призм або пірамід. У нашому було створено сітку з 5033390 тетра елементів.

Точки в кутах і центрах комірок є вузлами розрахункової сітки. Результатом чисельного розв'язання рівнянь математичної моделі є параметри потоку рідини, що визначаються саме у вузлах розрахункової сітки.

Обчислювальна сітка повинна бути достатньо щільною, щоб враховувати всі фізичні ефекти, що виникають в межах розрахункової сітки. Для досягнення рівномірної точності обчислень, вузли сітки повинні бути більш щільними біля стінок.

При побудові сітки слід уникати комірок, що занадто сильно відрізняються від форми правильних багатогранників тому, що ускладнить отримання коректного результату.

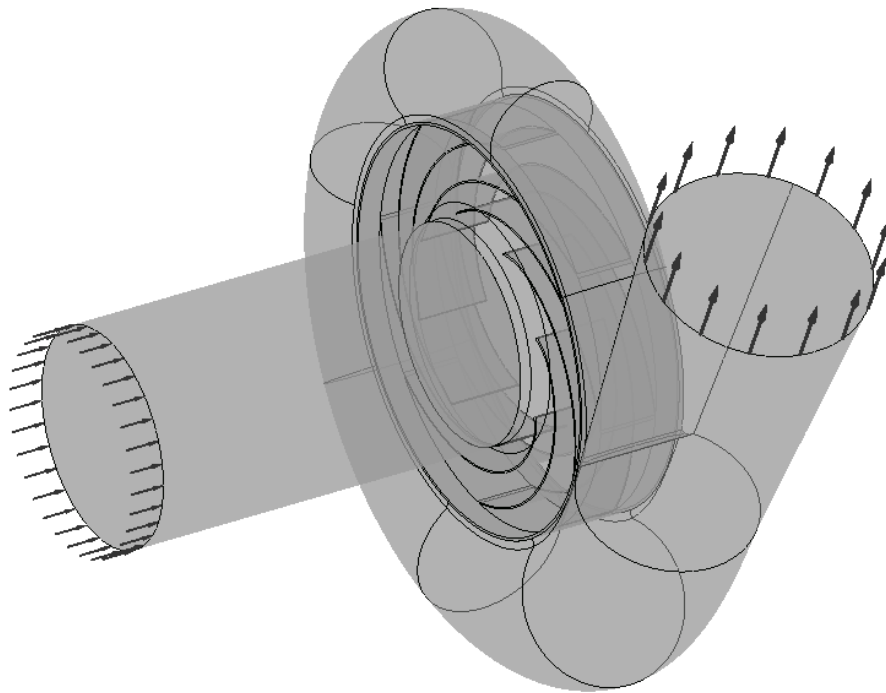


Рисунок 2.11 – Задання граничних умов

Для розрахунків було задано граничні умови: на вході подача  $Q = 7 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$ , на виході з моделі витіки  $7 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$ , на вході було задано тиск величиною 0 атм з відносним тиском 1 атм. Для розрахунку була використана k-ε(Epsilon) модель турбулентності.

Результати розрахунків за k-ε(Epsilon) моделлю суттєво відрізняються залежно від того, на якій відстані найближчі вузли розрахункової сітки знаходяться від суцільної стінки. Проте виникають деякі протиріччя в основному принципі математичного моделювання, згідно з яким при згущенні розрахункової сітки результати асимптотично сходяться до певного значення. Виявляється, що перший

вузол розрахункової сітки завжди повинен приблизно збігатися з межею в'язкого підшару. Для виконання цієї умови зазвичай використовують масштабовані пристінкові функції. Ця функція захищає користувача від помилок, дозволяючи програмі самій визначати, в якому вузлі сітки їй слід переключитися на пристінкову функцію.

Недоліками  $k$ - $\epsilon$  (Epsilon) моделі є її низька точність при моделюванні потоків, що виходять з гладких поверхонь, і необхідність використання спеціальних методів при розрахунку потоків поблизу поверхонь стінок, як описано вище. Модель також не може враховувати локальні ефекти, такі як вторинна течія в наслідок турбулентної анізотропії в некруглих каналах.

Після проведення усіх цих операцій та розрахунків отримано значення тиску на виході в 10 МПа та зображення його розподілу.

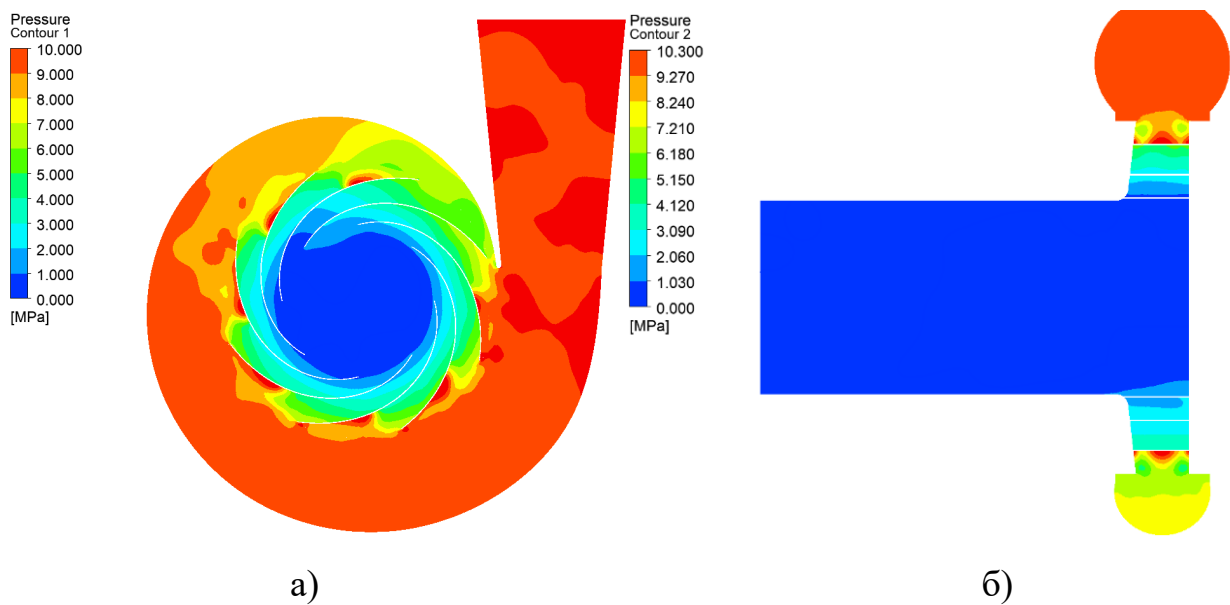


Рисунок 2.12 – Розподіл тиску по відцентровому насосу а) в радіальному перерізі;  
б) в осьовому перерізі

Також отримано результат розподілу швидкостей у моделі та значення найбільшої швидкості у  $65 \text{ [m s}^{-1}\text{]}$ . Як зображено на рисунку 2.13 у зоні найбільшого тиску швидкість є найменшою за законом Бернуллі.



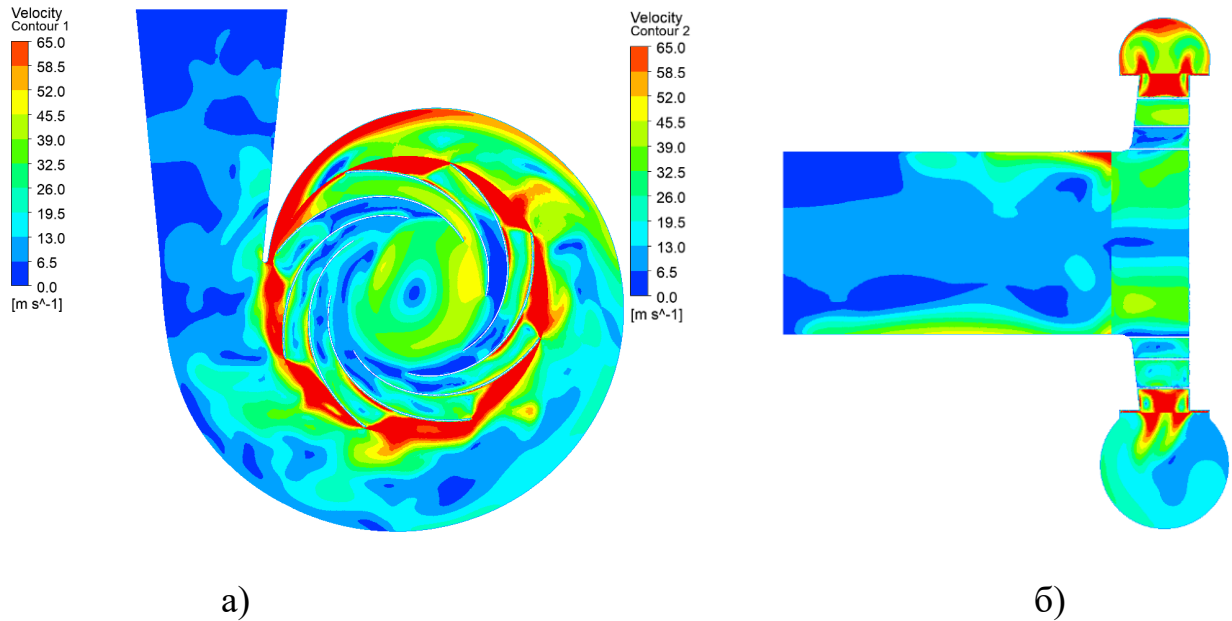


Рисунок 2.13 – Розподіл швидкостей по відцентровому насосу  
 а) в радіальному перерізі; б) в осьовому перерізі

## 2.4 Висновок

Створена 3D-модель робочого колеса надала можливість виконати візуальну оцінку спірального відводу, з'ясувати його форму, розміри та деталі конструкції. Застосування програмного забезпечення для моделювання та проектування дозволило врахувати різні параметри та фактори, такі як геометрія лопаток, кут нахилу, кривизна спіралі, втрати тиску та інші важливі характеристики.

Завдяки 3D-моделюванню було можливо відстежити взаємодію робочого колеса з робочою рідиною, проаналізувати течії та турбулентність, а також виявити можливі проблемні зони або недоліки конструкції.

Було проведено числове дослідження, розраховуючи тривимірний потік в'язкої нестисливої середовища у потоці насоса та у центральній втулці за допомогою програмного забезпечення ANSYS CFX. Обчислювальна область включала робоче колесо, підвід та спіральний відвід.[11]

Проведений розрахунок роторної частини, а саме робочого колеса зі спіральним відводом показав, що найвища швидкість потоку становить  $65 \text{ [m s}^{-1}\text{]}$ ,

а тиск досягає значення 10 МПа. Ці результати мають важливе значення для розробки та розрахунку урівноважуючого пристрою для даної конструкції.

Завдяки отриманим значенням швидкості та тиску можна визначити параметри та властивості, які має мати гідроп'ята. Цей пристрій використовується для забезпечення рівномірного розподілу потоку рідини в спіральному відводі та попередження появи небажаних турбулентних ефектів або перекриття потоку.

Розрахунки швидкості та тиску у спіральному відводі дозволяють розробити оптимальну конструкцію балансуєчого пристрою, який забезпечить ефективну роботу системи. Враховуючи ці значення, можна визначити необхідну геометрію та розміри пристрою, а також параметри матеріалу, який витримає дію високих швидкостей та тиску.

Отже, проведені розрахунки спірального відводу та отримані значення мають важливе значення для розробки та розрахунку автоматичного розвантажувального пристрою, який забезпечить ефективну та безпечну роботу конструкції.

### 3. ПРИНЦИП РОБОТИ ТА РОЗРАХУНКОВА СХЕМА

#### 3.1 Конструкція та принцип роботи урівноважуючого пристрою

Основними елементами урівноважуючих пристроїв (рис. 3.1) є жорстко пов'язаний з ротором розвантажувальний диск  $1$ , циліндрова щілина  $A$  з постійним гідравлічним опором та щілина торця  $B$ , опір якої змінюється у результаті зміни зазору  $z$  при осьових зміщеннях ротора.

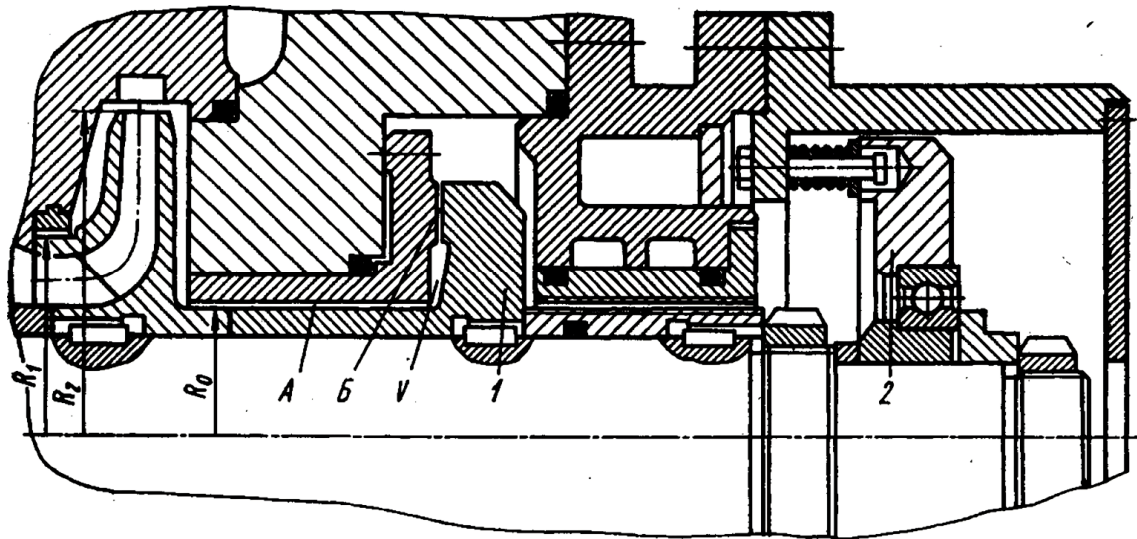


Рисунок 3.1 – Конструкція урівноважуючого пристрою

У граничному випадку, коли торцевий зазор дорівнює нулю та витоків немає, тиск  $p_2$  у камері  $V$  досягає найбільшого значення та дорівнює тиску перед циліндровою щілиною  $A$ . При цьому  $\beta = \Delta p_2 / \Delta p = 1$  ( $\Delta p = p_1 - p_3$ ;  $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ ;  $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ ) та на розвантажувальний диск діє максимальна осьова сила  $F$ . У іншому крайньому випадку, коли торцевий зазор великий, майже весь перепад тиску дроселюється на циліндровій щілині, та тиск у камері падає до  $p_2 = p_3$ . При цьому  $\beta = 0$ , та осьова сила зменшується до нуля.[12]

В інженерній практиці рух рідин може відбуватися у двох основних режимах: ламінарному і турбулентному. Ламінарна течія характеризується рухом рідини окремими шарами, де кожен шар рухається без перемішування з оточуючими шарами. Наприклад, рух нафти, мазуту або підземних вод у порах водоносних пластів може бути ламінарним.

Турбулентний режим руху рідини відрізняється перемішуванням частинок рідини та порушенням струминності потоку. Цей режим спостерігається, наприклад, у руслах річок, каналах або трубопроводах. У турбулентній течії рідина рухається з хвильоподібними коливаннями, виникають розриви та перемішування між шарами рідини.

Один з перших експериментальних досліджень турбулентної течії був проведений англійським фізиком Олівером Рейнольдсом у 1883 році. Він використав спеціальну установку, де змінюючи рівень відкриття крана, спостерігав зміну режиму руху рідини. При малих відкриттях крана рух рідини був ламінарним, а при подальшому відкритті крана наступав перехід до турбулентної течії, коли струмень рідини змішувався з оточуючою рідиною.

Досвід показує, що шорсткість збільшує опір руху в турбулентному потоці. Однак це відбувається лише в тому випадку, якщо елементи шорсткості виступають за межі ламінарного підшару. У ламінарному потоці шорсткість не впливає на опір, оскільки немає обміну між імпульсом в потоці. Якщо всі вершини шорсткості залишаються в межах ламінарного підшару, то стінка при пануючих умовах потоку вважається "гідравлічно гладкою", що означає мінімальне значення коефіцієнта тертя. Зі зростанням числа Рейнольдса товщина пограничного шару зменшується, а так само знижується допустима шорсткість. Якщо вершини шорсткості значно перевищують товщину ламінарного підшару, то стінка є "гідравлічно шорсткою".[1]

Режим руху рідини характеризується числовим значенням безрозмірного параметра, відомого як число Рейнольдса ( $Re$ ). Для круглих трубопроводів число Рейнольдса визначається співвідношенням

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (3.1)$$

де  $V$  - середня швидкість руху рідини,  $d$  - діаметр трубопроводу, а  $\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Критичне число Рейнольдса ( $Re_{кр}$ ) для круглих трубопроводів становить приблизно 2320. В каналах і руслах некруглого поперечного перерізу, критичне число Рейнольдса ( $Re_{кр}$ ) залежить від гідравлічного радіуса ( $R$ ), який розраховується як діаметр трубопроводу поділений на 4.

У робочих умовах, якщо сила  $T$  з будь-якої причини збільшується, ротор (колове просторове переміщення) зміщується вліво, зменшуючи зазор  $z$ , до того часу, поки тиск  $p_2$  не зросте достатньо для відновлення рівноваги, де сила  $T$  стає рівною реакції  $F$ . Таким чином, рух рідини може перейти з ламінарного в турбулентний режим.

Турбулентні течії мають багато важливих практичних наслідків. Вони можуть призводити до зниження ефективності транспортних систем, збільшення опору руху та енергетичних втрат. Однак, в деяких випадках турбулентність може бути корисною, наприклад, при змішуванні речовин у хімічних процесах або при охолодженні поверхонь. Розуміння особливостей турбулентних течій є важливим для розробки ефективних та надійних інженерних рішень.

Розуміння турбулентних течій має важливе значення в аеродинаміці, гідродинаміці, метеорології, геофізиці, гідротехніці, енергетиці та багатьох інших галузях.

Схеми торцевих ущільнень із саморегульованим зазором використовуються для забезпечення ефективного ущільнення робочої рідини у насосах та компресорах. Ці схеми передбачають автоматичне регулювання зазору між торцями ущільнювачів в залежності від умов роботи, температури та інших факторів.

1. Врівноважуючий пристрій: Використовується для компенсації виникнення осьових сил у насосах. Врівноважуючий пристрій включає систему контргвинтів або пластин, які допомагають збалансувати осьові сили та знизити вібрацію.
2. Гідростатичне ущільнення із внутрішніми дроселями: Ця схема використовує робочу рідину під високим тиском для ущільнення. Внутрішні

дроселі в роторі або втулці регулюють потік робочої рідини і створюють гідростатичний тиск, що утримує торець ущільнення від витоків.

3. Гідростатичне ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально-рухомої втулки: Ця схема включає аксіально-рухому втулку, яка рухається під дією тиску робочої рідини. Цей рух втулки створює імпульс, який забезпечує ущільнення і компенсацію осьових сил.

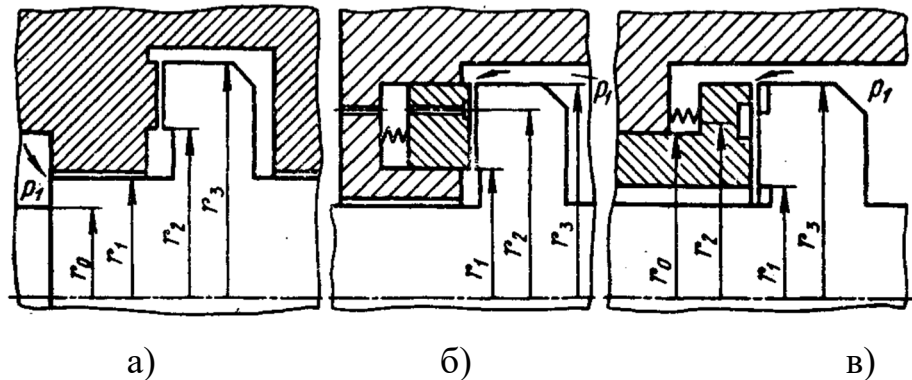


Рисунок 3.2 – Схеми торцевих ущільнень із саморегульованим зазором:  
 а - врівноважуючий пристрій; б - гідростатичне ущільнення із внутрішніми дроселями; в - гідростатичне ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально-рухомої втулки

У сталому стані кожному значенню сили  $T$  відповідає певний зазор  $z$ , при якому  $F=T$ . Залежність сили  $F$  від торцевого зазору становить статичну характеристику.

При проектуванні врівноважуючих пристроїв прагнуть, з одного боку, звести до мінімуму об'ємні втрати, з іншого - не допустити у процесі роботи при можливих змінах осьової сили надмірного зменшення торцевого зазору, оскільки це може привести до задирання. Задовольнити обидві вимоги можна за умови, що статична характеристика має достатню крутість, коли навіть великі зміни сили викликають малі зміни зазору.

Крутість статичних характеристик (гідростатична жорсткість) в основному визначається коефіцієнтом  $\beta$ . Для  $\beta = 1$  і  $F < T$  характеристики є горизонтальними; для  $\beta = 0$  характеристики є вертикальними.

Для  $\beta = 0$  характеристика є вертикальною лінією. Перша характеристика-це характеристика упорного підшипника, в якому підшипник збалансований без осьового зміщення ротора і без витoku рідини. Однак упорні підшипники можуть бути сильно навантажені і їх важко обслуговувати через великі коливання осьових сил. Друга характеристика стосується ненавантажених поршнів, які зазвичай використовуються в компресорах для врівноваження відносно невеликих сил. В цьому випадку осьове положення ротора повинно бути забезпечено додатковим упорним підшипником. Для збільшення гідростатичної жорсткості дросельної втулки циліндра встановлюється гідростатичний підшипник, а також відповідний золотник. [8]

### 3.2 Розрахункова схема ущільнення та основні припущення

Задача полягає в визначенні сили  $F$ , яка діє на робоче колесо з лопатками відцентрового насоса. Для цього потрібно знати закон зміни тиску по поверхні диска. Умови обтікання диска гідроп'яти подібні до умов обтікання камери робочого колеса зі сторони робочого диска. Внаслідок обертання диска створюється окружний потік рідини, а також радіальний потік рідини від центру до периферії, обумовлений перепадом тиску  $\Delta p_2$ .

У випадку, коли відносний зазор торцевої щілини малий, у камері, обмеженій радіусами  $R_0$  і  $R_1$ , він може бути два-три рази більше. Однак, аналітичне розв'язання задачі про розподіл тиску ще не отримано. Тому при обчисленні осьової сили припускають, що тиск у камері Б гідроп'яти є постійним і дорівнює  $p_1$ , а в торцевій щілині тиск змінюється лінійно від величини  $p_1 - \alpha \Delta p_2$  на радіусі  $R_1$  до  $p_2$  на радіусі  $R_2$ . Коефіцієнт  $\alpha$  відображає падіння тиску на вході в торцеву щілину.

Таке припущення про постійний тиск у камері Б і лінійну зміну тиску в торцевій щілині не вносить значної помилки, оскільки при великих перепадах  $\Delta p_2$  обертання не здатне істотно змінити закон розподілу тиску, який був доречний у випадку з нерухомими дисками. Більше того, у торцевій щілині, яка є плоским кільцевим дифузором, дифузорність і обертання викликають протилежні

відхилення тиску від лінійного закону зміни тиску за радіус. Тому відбувається деяка взаємна компенсація цих відхилень.

Важливо врахувати, що такий аналітичний підхід є лише наближеним, оскільки точний аналітичний розв'язок задачі про розподіл тиску поки що не вдалося отримати. Проте, це припущення дозволяє наближено оцінити осьову силу  $F$ , що діє на робоче колесо.

Зважаючи на використані припущення, слід зазначити, що при значних перепадах тиску  $\Delta p_2$  обертання не здатне суттєво змінити закон розподілу тиску. Проте, відхилення від лінійного закону зміни тиску в торцевій щілині, спричинені дифузійністю та обертанням, відбуваються і взаємно компенсуються.

Усі ці врахування та припущення дозволяють наближено визначити силу  $F$ , яка виникає на робочому колесі з лопатками відцентрового насоса. Проте для точнішого та більш детального аналізу розподілу тиску та визначення сили  $F$  рекомендується використовувати числові методи, такі як комп'ютерне моделювання та симуляції, які дозволяють враховувати більш складні геометричні особливості, такі як нерівномірність торцевої щілини або наявність додаткових елементів конструкції, можуть суттєво вплинути на розподіл тиску та силу  $F$ , що діє на робоче колесо.

Для детальнішого аналізу таких складних геометричних випадків, дослідникам зазвичай допомагають числові методи, такі як метод скінченних об'ємів (МСО), який використовується для розв'язування диференціальних рівнянь, що описують фізичні процеси в областях зі складною геометрією. Він заснований на поділі області на малий об'єм (комірки) та апроксимації інтегральних рівнянь на межах цих комірок.

У методі скінченних об'ємів область поділяється на сітку комірок, де кожна комірка є окремим контрольним об'єктом. Засновуючись на законі збереження маси, імпульсу, енергії та інших фізичних величин, рівняння переносу та збереження розкладаються на об'єми комірок. Згідно з цим розкладом, рівняння перетворюються на систему алгебраїчних рівнянь, які можна розв'язати чисельно.



Метод скінченних об'ємів використовує принципи інтеграції величини на кожній комірці, що дозволяє точно врахувати внутрішні взаємодії та перенос фізичних величин через межі комірок. Крім того, метод скінченних об'ємів забезпечує збереження маси, імпульсу та енергії в системі, що є важливою характеристикою для точності та надійності чисельного розв'язку.

При використанні числових методів для аналізу складних геометричних випадків на робочому колесі відцентрового насоса, дослідники можуть створити детальні комп'ютерні моделі, які враховують всі розміри, форми та особливості геометрії.

Одна з великих переваг методу скінченних об'ємів полягає в його здатності моделювати нестационарні та турбулентні потоки. Застосування часових кроків дозволяє врахувати зміну фізичних величин у часі, що особливо корисно для процесів змінюючоїся швидкості або нелінійної поведінки. Додатково, метод скінченних об'ємів може використовуватись зі спеціальними моделями, такими як модель турбулентності, для точного моделювання турбулентних потоків.

Осьову силу розглянемо у вигляді двох складових:  $F_1$  — сила, що діє на кільцеву поверхню, обмежену радіусами  $R_0$  і  $R_1$ :

$$F_1 = \pi \Delta p_2 (R_1^2 - R_0^2) \quad (3.2)$$

$F_2$  — сила, що діє на торцеву поверхню ущільнення.

Тиск на цій поверхні змінюється згідно із законом:

$$p = \Delta p_2 (1 - \alpha) \frac{R_2 - R}{l_2} + p_2 \quad (3.3)$$

Осьову силу отримаємо, підсумовуючи сили тиску ( $p$  - рах  $\times 2 R dR$  на елементарні кільцеві майданчики:

$$F_2 = 2\pi \frac{\Delta p_2}{l_2} (1 - \alpha) \int_{R_1}^{R_2} (R_2 - R)R dR = \pi(1 - \alpha)\Delta p_2 \left[ R_2(R_2 + R_1) - \frac{2}{3}(R_1^2 + R_1R_2 + R_2^2) \right] \quad (3.4)$$

Сумарна осьова сила:

$$F = F_1 + F_2 = \frac{\pi}{3} \Delta p_2 [R_1^2 + R_1R_2 + R_2^2 - 3R_0^2 - \alpha(R_2^2 + R_1R_2 - 2R_1^2)] \quad (3.5)$$

Доставимо безрозмірні параметри:

$$\rho_0 = \frac{R_0}{R_2} \quad \rho_1 = \frac{R_1}{R_2}, \quad (3.6)$$

$$\rho_1 = \frac{R_1}{R_2} \quad (3.7)$$

$$f = \frac{3F}{\pi \Delta p_2 R_0^2} \quad (3.8)$$

$$\beta = \frac{\Delta p_2}{\Delta p} \quad (3.9)$$

При цьому рівність можна привести до вигляду

$$f = \frac{\beta}{\rho_0^2} [1 + \rho_1 + \rho_1^2 - 3\rho_0^2 - \alpha(1 + \rho_1 - 2\rho_1^2)] \quad (3.10)$$

### 3.3 Статичний розрахунок гідроп'яти

На сьогоднішній день розроблено ефективний математичний метод розрахунку статичних і динамічних характеристик автоматичних розвантажувальних пристроїв у детермінованій установці. Так, було запропоновано метод розрахунку статичної характеристики - залежність величини торцевого зазору від урівноваженої сили діючої на ротор. Слід зазначити, що в більшості робіт присвячених розрахунку характеристик пристрою гідравлічного балансування передбачається тиск у камері балансування постійний, а зазор

змінюється лінійно. Коли сила тиску рідини в зазорі на поверхні пристрою розраховується за умови плоскої форми зазору (лінійне розподілення тиску по радіусу).[13]

Розрахункові дані:  $r_1=0.1$  м;  $r_0=0.1$  м;  $r_3=0.260$  м;  $l_1=0.052$  м;  $rm=0.220$  м;  $H_1=25 \cdot 10^{-5}$  м;  $p_1=10 \cdot 10^6$  Па  $p_3=0$  Па;

Спочатку знайдено недостатні значення для подальших розрахунків:

$$r_2 = 2 * rm - r_3 = 0.18 \quad (3.11)$$

$$l_2 = r_3 - r_2 = 0.08 \quad (3.12)$$

$$S_2 = \pi * (r_2^2 - r_1^2) = 0.07 \quad (3.13)$$

$$S_c = \pi * (r_3^2 - r_2^2) = 0.111 \quad (3.14)$$

$$S_e = S_2 + 0.5 * S_c = 0.126 \quad (3.15)$$

Далі визначено тиск  $p_2$  рівняння осьової рівноваги:

$$T = p_2 * S_2 + 0.5 * (p_2 + p_3) * S_c - p_3 * S_3 \quad (3.16)$$

$$p_2 = \frac{T + p_3 * S_3 - 0.5 * p_3 * S_3}{S_2 + 0.5 * S_c} = 5.5099 * 10^7 \quad (3.17)$$

Потім обчислено провідність торцевого дроселя:

$$g_1 = 2 * \pi * r_1 * H_1 * \sqrt{\frac{4 * H_1}{\rho * \lambda_1 * l_1}} = 3.571 * 10^{-6} \quad (3.18)$$

$$g_2 = 2 * \pi * r_2 * hm0 * \sqrt{\frac{4 * hm0}{\rho * \lambda_2 * l_2}} = -3.2312i * 10^{-6} \quad (3.19)$$

$$hm0 = \sqrt[3]{\frac{g_1^2 * (p_1 - p_2)}{k^2 * (p_2 - p_3)}} = -2.0885 * 10^{-4} \quad (3.20)$$

$$H2mb = \sqrt[3]{\frac{r_1^2 * \frac{H_1^3}{(\lambda_1 * l_1)} * (p_1 - p_2)}{r_2^2 * \frac{1}{(\lambda_2 * l_2)} * (p_2 - p_3)}} = -2.0885 * 10^{-4} \quad (3.21)$$

Визначення витрати через циліндричний та торцевий дроселі:

$$Q_1 = g_1^2 * (p_1 - p_2) = -5.753 * 10^{-4} \quad (3.22)$$

$$Q_2 = g_2^2 * (p_2 - p_3) = -5.753 * 10^{-4} \quad (3.23)$$

Завдяки цим розрахункам отримано залежність торцевого зазору від осьової сили:

$$U(\tau) = \left[ \alpha_{21} * \left[ \frac{(\sigma * \varphi)}{\tau} - 1 \right] \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.24)$$

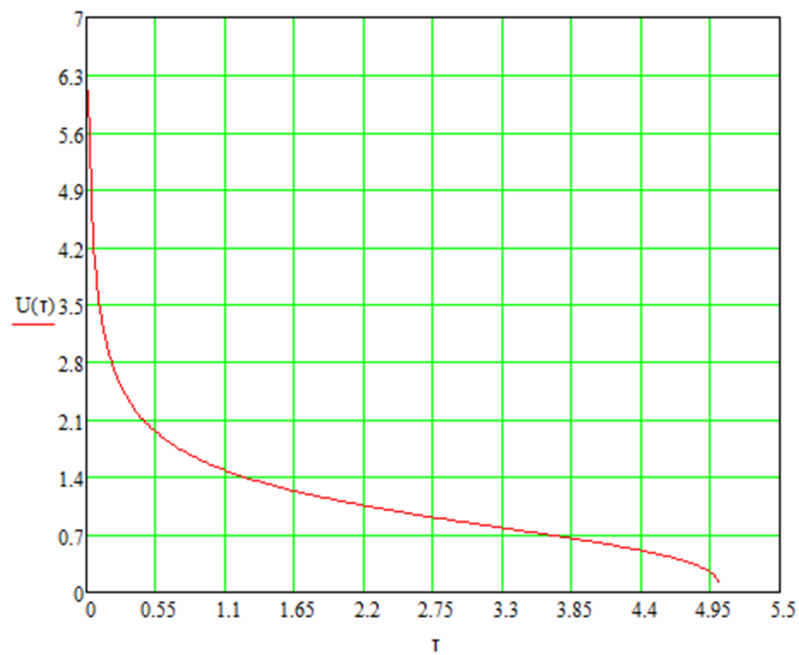


Рисунок 3.3 – Залежність торцевого зазору від осьової сили

Визначення залежності торцевих витрат від торцевого зазору:

$$Q_2(u) = g_2 * u^{\frac{3}{2}} * \sqrt{p_1 * \frac{1}{1 + \alpha_{21} * u^3}} \quad (3.25)$$

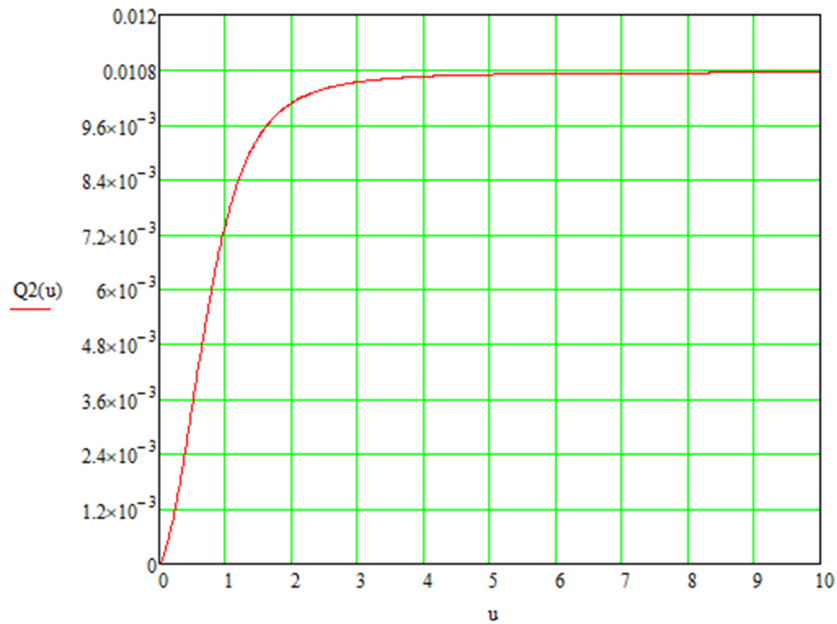


Рисунок 3.4 – Залежність торцевих витрат від торцевого зазору

Далі отримано залежність тиску  $p_2$  від торцевого зазору:

$$p_2(u) = \frac{p_1}{1 + \alpha_{21} * u^3} \quad (3.26)$$

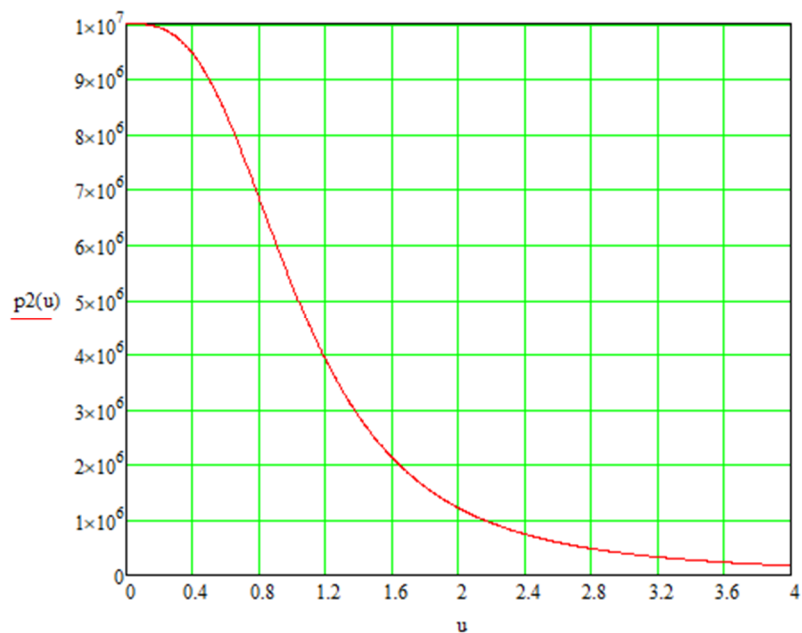


Рисунок 3.5 – Залежність тиску  $p_2$  від торцевого зазору

Після проведення всіх розрахунків та отримання результатів було створено та розраховано об'ємну модель урівноважуючого пристрою.

### 3.4 Моделювання та розрахунок автоматичного балансуєчого пристрою

Після попередніх розрахунків, створено 3D- модель автоматичного балансуєчого за допомогою програмного комплексу ANSYS. Спочатку було змодельовано ескіз самої гідроп'яти.

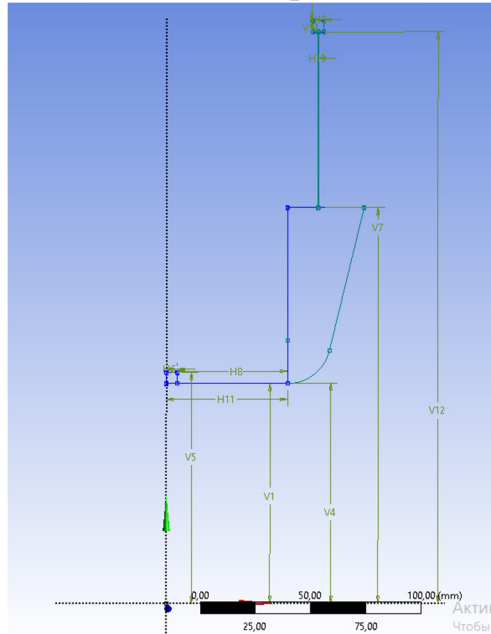


Рисунок 3.6 – Ескіз урівноважуючого пристрою

Далі обертанням на  $1^\circ$  з цього ескіза створюється об'ємне тіло балансуєчого.

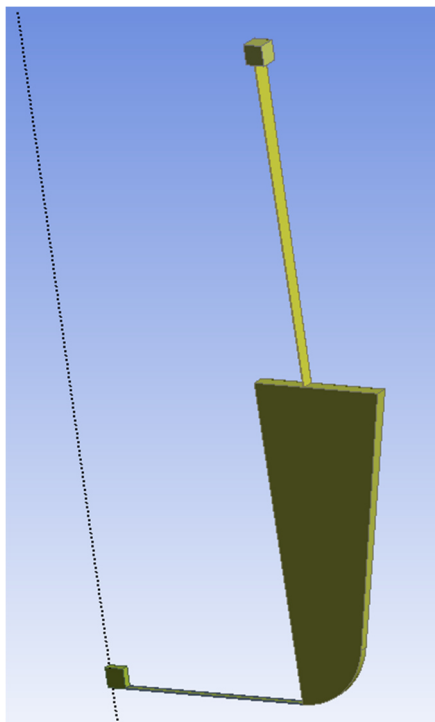


Рисунок 3.7 – осесиметрична модель урівноважуючого пристрою

Для створення сітки та її розрахунку спочатку позначено найменування різних граней автоматичного розвантажувального пристрою.

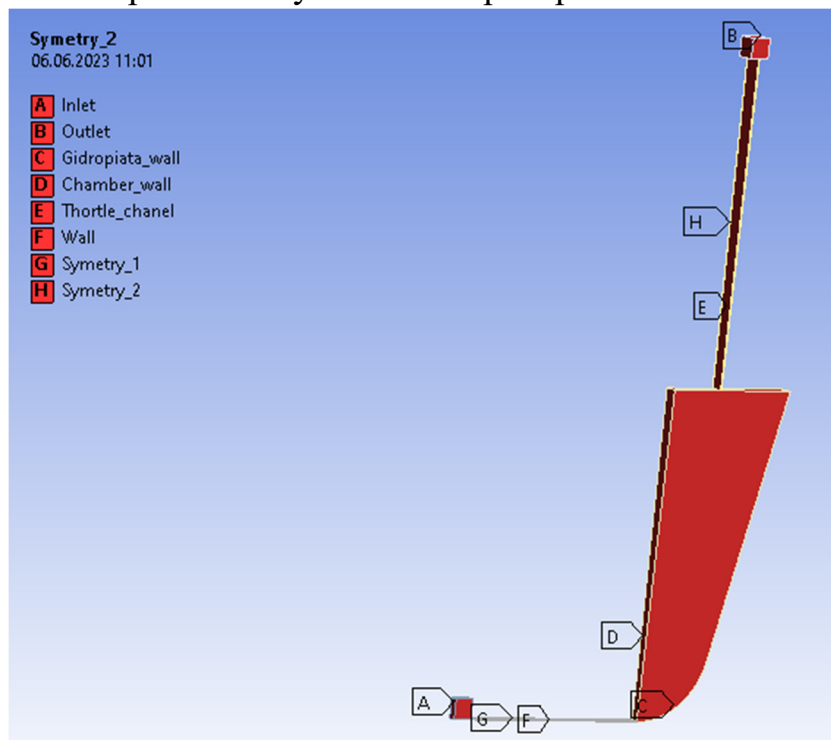


Рисунок 3.8 –Позначення гідроп'яти

Потім додано різну кількість елементів у кожному з перерізів за якими буде будуватися сітка.

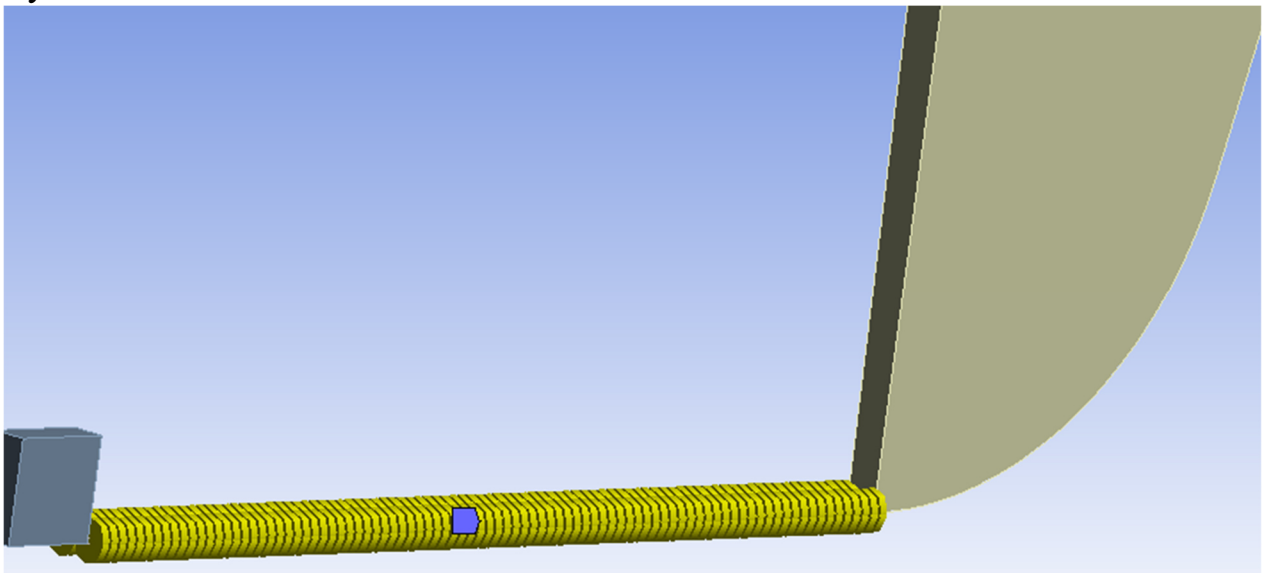


Рисунок 3.9 – Додавання елементів сітки

Для більш точних розрахунків, додано більше елементів, в такому разі сітка виходить густішою.

Після усіх цих операцій було створено саму сітку, що складається з 186 642 гекса елементів.

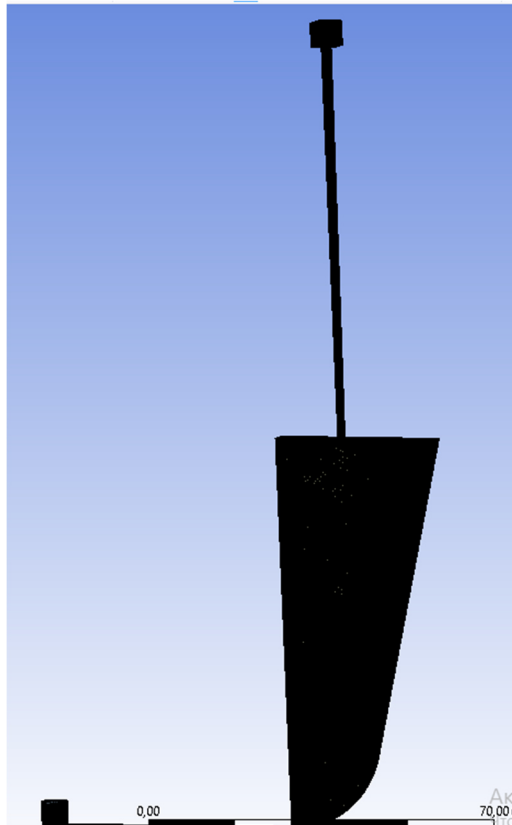


Рисунок 3.10 – Сітка урівноважуючого пристрою

Далі було задано граничні умови з параметрами тиску в 10 МПа на вході та 0 МПа на виході

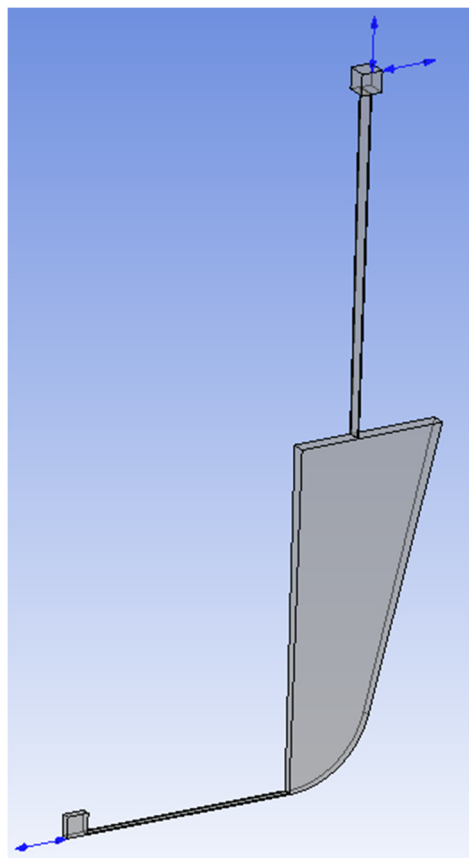


Рисунок 3.11 – Задання граничних умов



Результатом розрахунків стали значення швидкості

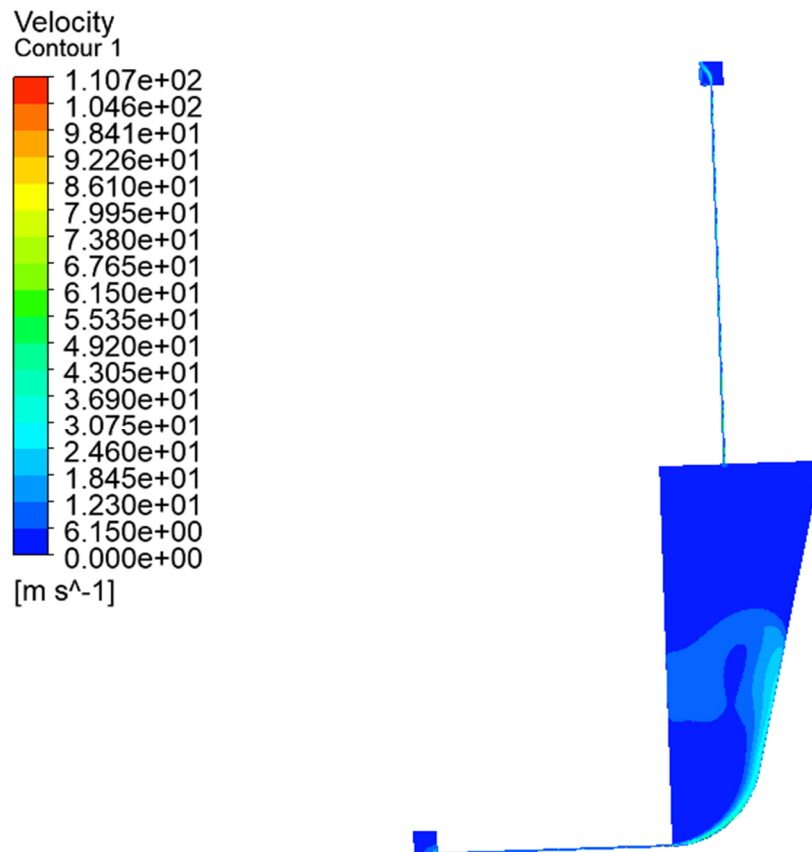


Рисунок 3.12 – Розподіл швидкостей в урівноважуючому пристрої

### 3.5 Висновок

Зі зростанням параметрів відцентрових насосів, які використовуються в різних промислових секторах, зокрема в нафтогазовій, енергетичній та хімічній промисловості, проблема надійності та економічності урівноважуючих пристроїв стає все більш актуальною. балансуєчі пристрої відіграють важливу роль у зменшенні вібрацій та нерівномірності навантаження на робоче колесо відцентрового насоса, що покращує його роботу та забезпечує довговічність.

Одним з основних питань, які потрібно вирішити для правильного розрахунку та конструювання гідроп'яти, є гідромеханіка потоку в бічних камерах робочого колеса з урахуванням різних факторів. Ці фактори включають радіальну витратну течію, колову швидкість на вході в камеру, режим роботи насоса, розмір та форму камер, а також чистоту обробки стінок колеса та корпусу. Розуміння впливу цих факторів не тільки на величину осьової сили, але й на дискові втрати є

важливим для ефективного покращення розвантаження системи. Також потрібно враховувати вплив цих факторів на течію в розвантажувальній камері та торцевій щілині.

Для розрахунку та конструювання балансуєчих пристроїв необхідно мати надійні дані про величину гідравлічних опорів циліндричних та торцевих щілин. Хоча циліндричні щілини досліджені в певній мірі, інформація про витрати через щілини при турбулентних течіях з урахуванням числа обертів ротора, форми зазору та перекосів щілин є обмеженою. Це створює складнощі при розрахунку гідравлічних опорів та вимагає додаткових досліджень та експериментів для отримання достовірних даних.

Динамічна стійкість урівноважувачого пристрою є ще однією важливою проблемою, яку необхідно вирішити. Автоматичний розвантажувальний пристрій є системою автоматичного врівноваження, яка підтримує сталу рівновагу робочого колеса відцентрового насоса. Це означає, що важливо забезпечити, щоб гідроп'ята працювала стійко та ефективно під час різних режимів роботи насоса. Для цього необхідно виконати динамічний аналіз системи, вивчити її резонансні частоти та перехідні процеси.

Для вирішення цих проблем зазвичай використовуються комплексні підходи, які поєднують експериментальні дослідження, числові методи та комп'ютерне моделювання. Експерименти проводяться на спеціальних стендах, де відтворюються умови роботи відцентрових насосів. Вони дозволяють отримати реальні дані про розподіл тиску, швидкості та витрати рідини на робочому колесі та в урівноважувачому пристрої. Ці дані використовуються для перевірки та підтвердження чисельних моделей.

## 4. ДИНАМІЧНІ СИЛИ ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ТА ОЦІНКА ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ РОТОРА

### 4.1 Рівняння осьових коливань ротора

Якщо вважати ротор жорстким тілом, то рівняння його осьових коливань має вигляд

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F - T \quad (4.1)$$

де  $c$  - коефіцієнт демпфірування;  $k$  - жорсткість віджимного пристрою;  $m$  - маса ротора.

Використовуючи безрозмірні змінні, одержано

$$T_1^2 \ddot{u} + T_2 \dot{u} + N_1 u = \varphi - \tau \quad (4.2)$$

Де

$$T_1^2 = \frac{mz_0}{S_0 p_0} \quad (4.3)$$

$$T_2 = \frac{cz_0}{S_0 p_0} \quad (4.4)$$

$$N_1 = \frac{kz_0}{S_0 p_0} = N * \frac{z_0}{\Delta} \quad (4.5)$$

У операторній формі:

$$D_1(p)u = \varphi - \tau$$

$$D_1(p) = T_1^2 p^2 + T_2 + N_1 (p \equiv \frac{d}{dt}) \quad (4.6)$$

а передаточна функція об'єкта регулювання

$$W_1(p) = \frac{u}{\varphi - \tau} = \frac{1}{T_1^2 + p^2 + T_2 p + N_1} \quad (4.7)$$

Для аналізу осьових коливань ротора можна використовувати різні методи, такі як розрахункові моделі, чисельне моделювання або експериментальні дослідження. Застосування цих методів дозволить визначити вплив різних факторів на осьові коливання, оцінити їх величину та визначити оптимальні параметри урівноважуючого пристрою для зниження вібрації ротора.

#### 4.2 Радіально-осьові коливання ротора

Радіально-осьові коливання ротора відбуваються, коли рух ротора відбувається як у радіальному (від центру до периферії) напрямку, так і в осьовому (вздовж осі) напрямку. Це означає, що ротор коливається не тільки у площині, перпендикулярній до осі, але і вздовж осі, навколо якої він обертається.

Радіально-осьові коливання ротора можуть бути спричинені різними факторами, такими як незбалансованість маси, нерівномірність жорсткості або деформація ротора, аеродинамічні сили або нестача мастила. Ці коливання можуть мати шкідливі наслідки, такі як збої в роботі системи, збитки на обладнанні або навіть виходу з ладу.

Для моделювання та аналізу радіально-осьових коливань ротора можуть застосовуватися різні методи. Один з підходів полягає в використанні рівнянь руху, що описують систему ротора, з урахуванням маси, жорсткості, демпфірування та взаємодії між радіальними і осьовими коливаннями. Ці рівняння можуть бути розв'язані числовими методами або шляхом використання математичного аналізу.

Для ефективного управління та запобігання радіально-осьовим коливанням ротора, можуть застосовуватися різні технології, такі як балансування маси, оптимізація жорсткості та демпфірування, використання аеродинамічних покриттів або систем контролю коливань.

Для більш конкретного аналізу радіально-осьових коливань ротора, можуть бути використані додаткові методи, такі як модальний аналіз, скінченно-елементний метод (СЕМ) або метод скінченних різниць (МСР). Ці методи дозволяють детально вивчити поведінку ротора під впливом радіальних і осьових коливань.

Модальний аналіз дозволяє визначити власні частоти і форми коливань ротора, що є його характеристиками. Використовуючи цей аналіз, можна встановити, при яких частотах резонансу відбувається найбільше підсилення коливань, що може бути небезпечним для системи.

Скінченно-елементний метод (СЕМ) і метод скінченних різниць (МСР) дозволяють розбити ротор на скінченну кількість елементів, моделюючи їх поведінку. Застосовуючи закони фізики, такі як рівняння руху, у комбінації з початковими умовами та граничними умовами, можна отримати числові розв'язки для коливань ротора.

Крім того, враховуючи конкретну систему та її властивості, можуть бути розглянуті додаткові фактори, такі як ефект взаємодії з підшипниками, обтікання повітрям, електродинамічні чи гідродинамічні сили, які можуть впливати на радіально-осьові коливання ротора.

Узагальнюючи, радіально-осьові коливання ротора є складним явищем, що вимагає детального аналізу та моделювання. Для ефективного управління такими коливаннями важливо враховувати різні фактори, такі як маса і жорсткість.

## ВИСНОВКИ

У дипломній роботі наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень динамічних характеристик ротора з урівноважуючим пристроєм.

Розглянуті методики розрахунку статичних та динамічних характеристик робочого колеса зі спіральним відводом та урівноважуючим пристроєм, які дозволяють розробити нові і покращити існуючі конструкції роторної частини та підвищити продуктивність відцентрових насосів. Було створено та розраховано об'ємні моделі роторної та статорної частини відцентрового насоса за допомогою сучасних програмних комплексів, таких як SolidWorks та ANSYS. За результатами досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Робоче колесо відцентрового насоса - це компонент, що відповідає за передачу енергії рухомого середовища (наприклад, рідини) у відцентровому насосі. Воно складається з диска або ротора, на якому розташовані лопаті або лопаточки. Робочі колеса можна класифікувати за коефіцієнтом швидкохідності  $n_s$ . Коефіцієнт швидкохідності характеризує ККД, форму проточної частини, співвідношення геометричних параметрів і форму характеристик насосів. Розраховується він за формулою (1.1)  $n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ .

2. Спіральний відвід (також відомий як спіральний корпус або спіральна камера) є ще одним важливим компонентом відцентрового насоса. Це обертова камера або простір, який оточує робоче колесо і забезпечує направлення і рух рухомого середовища. При обертанні робочого колеса рухоме середовище виходить з лопатей і потрапляє в спіральний відвід. Внутрішня форма спіралі примушує рухоме середовище обертатися і змінювати напрямок руху, що призводить до збільшення тиску. На виході зі спірального відводу рідина виходить через виливний отвір або трубопровід і подається до системи або процесу, для яких використовується насос. Для побудови геометрії спірального відводу використовуються розраховані значення  $b_1$  та  $r_1$ , а також кут  $\gamma$ , який визначається за коефіцієнтом швидкохідності  $n_s > 80$ , тому у нашому випадку  $\gamma = 22^\circ$ . У роботі

були розраховані характеристики робочого колеса зі спіральним відводом у статичній постановці.

3. Урівноважуючий пристрій відцентрового насоса - це компонент, призначений для зменшення негативного впливу нерівноважності на роботу насоса. Він використовується для компенсації цих нерівноважних сил і забезпечення стабільної роботи насоса. Він може бути у вигляді спеціальної противаги, розташованої на протилежному боці від робочого колеса. Ця противага створює протилежну відцентрову силу, що урівноважує силу, створену робочим колесом. Головна мета гідроп'яти - забезпечити гладку роботу насоса, попередити виникнення небажаних вібрацій, збільшити ефективність та тривалість роботи насоса, а також запобігти можливим пошкодженням компонентів насоса, спричиненим нерівноважністю. У роботі було обчислено основні параметри гідроп'яти, було спроектовано осесиметричну модель, яка підходить для конструкції робочого колеса зі спіральним відводом та розраховані характеристики автоматичного балансуєчого пристрою у статичній постановці.

**ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОСИЛАНЬ**

1. GÜlich J. F. Centrifugal pumps, fourth edition: eBook. 2019. P. 1264.  
[URL:https://www.springer.com/gp/book/9783030147877](https://www.springer.com/gp/book/9783030147877).
2. Tan, M., Lu, Y., Wu, X., Liu, H., & Tian, X. (2021). Investigation on performance of a centrifugal pump with multi-malfunction. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 40(2), 740-752.  
doi:10.1177/1461348420942349
3. Григор'єв В.С., студент, група КМ-91/1; Позовний О. О., к.т.н., асистент, каф. КМ ім. В. Марцинковського, СумДУ, м. Суми
4. Wahba, W., & Tournlidakis, A. (2001). A genetic algorithm applied to the design of blade profiles for centrifugal pump impellers. 15th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference.  
doi:10.2514/6.2001-2582
5. S.R. Shah, S.V. Jain, R.N. Patel, V.J. Lakhera, CFD for Centrifugal Pumps: A Review of the State-of-the-Art, *Procedia Engineering*, Volume 51, 2013, Pages 715-720, ISSN 1877-7058,  
<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.01.102>.
6. Позовний, О. О. Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів : дис. ... д-ра філософії : 133. Суми, 2021. 181 с
7. Cui, B., Zhang, Y., Huang, Y., & Zhu, Z. (2022). Analysis of unsteady flow and fluid exciting forces of multistage centrifugal pump based on actual size. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 236(1), 21-32.  
doi:10.1177/09576509211023222
8. Лопатеві насоси : навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко . – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 293 с.



9. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навчальний посібник / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 158 с. ISBN 978-966-657-891-7
10. Жуков М.О. «Розробка насоса мотопомпи на параметри: подача 100 м<sup>3</sup> /год, напір 20м»: кваліфікаційна робота бакалавра: спец. 131 - прикладна механіка / наук. кер. О.Г. Гусак. Суми: Сумський державний університет, 2022. 58 с
11. Kovtun, O. M., Tverdokhleb, I. V., Lugova, S. O., Makivskii, O. S., & Lugovii, O. L. (2021). Axial forces in multistage back-to-back pumps. Paper presented at the Journal of Physics: Conference Series, , 1741(1)  
doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012001
12. «Гермомеханіка»: конспект лекцій. Розділ “Автоматичні врівноважувальні пристрої як безконтактні ущільнення” / Укладачі: В.А. Марцінковський, С.М. Гудков, С.О.Міщенко. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 78 с.
13. Tarasevych, Y., Sovenko, N., & Savchenko, I. (2021). Influence of operational changes of clearances in pump channels on the work of the automatic balancing device. Paper presented at the Journal of Physics: Conference Series, , 1741(1)  
doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012035