

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

на тему: **Розробка вертикального моноблочного насосу для перекачування пластової води з параметрами $Q=300$ м³/год, $H=120$ м.**

Здобувача групи ГМ.м-31 Лобуренко Михайло Васильович

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

_____ Лобуренко Михайло Васильович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

Суми – 2024

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних
технологій Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

Гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач
кафедри
прикладної
_____ Сотник М.І.
“___” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

до випускної роботи магістра студенту

Лобуренко Михайлу Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи** - «Розробка вертикального моноблочного насосу для перекачування пластової води з параметрами $Q=300$ м³/год, $H=120$ м.»
затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____

2. **Термін здачі студентом закінченої роботи** .2024 р.

3. **Вихідні дані до проекту:**
параметри насосу:

подача насоса $Q_n = 300$ м³/год, напір $H_n = 120$ м, частота обертів
 $n_n = 3000$ об/хв .

4. **Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**
Інформаційний огляд, опис конструктивної схеми, гідравлічні розрахунки, розрахунки в ANSYS CFX, розрахунок собівартості насосу, охорона праці, висновки.

5. **Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**
креслення робочого колеса (A1), складальне креслення насосу (A1), креслення спрямовуючого апарату (A2), креслення валу (A1).

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика моноблочних насосів		
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		
7	Виконання економічного розділу		
8	Оформлення звіту з практики		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна		
10	Розрахунки ANSYS CFX		
13	Креслення робочого колеса		
15	Складальне креслення насоса		
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів		
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.		
19	Перевірка роботи на плагіат.		
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.		
21	Розміщення робіт в репозитарій. Отримання рецензії.		
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		

Дата видачі завдання – 0 .0 .2024 р.

Студент _____
(підпис)

Керівник _____
(підпис)

Панченко В.О.
(прізвище, ініціали)

Зміст

1. Вступ.....	4
2. Постановка задачі.....	11
3. Опис конструкції насоса.....	12
4. Розрахунок.....	18
5. Числове дослідження течії рідини у проточній частині моноблочного насосу.....	41
6. Економічна частина.....	61
7. Охорона праці.....	69
Висновки.....	71
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	72

1. Вступ

Нафтова промисловість - це комплекс галузей промисловості, що займаються видобутком, транспортуванням до споживача і переробкою нафти і нафтопродуктів.

До нафтової промисловості відносять процеси розвідки, видобутку, транспортування, переробки сирової нафти та виробництва продуктів. Основними продуктами нафтопереробки є бензин, дизельне паливо, авіаційне паливо, масла, бітум, пластмаси та інші нафтохімічні речовини.

Основні етапи видобутку та переробки нафти

1. Розвідка та буріння:

- Включає геологічну розвідку для виявлення родовищ нафти.
- Буріння свердловин (традиційне чи горизонтальне) залежить від типу резервуару.

2. Видобуток нафти:

- Фонтанний метод: використовується природний тиск пласта.
- Газліфтний метод: закачування газу для підйому нафти.
- Глибиннонасосний метод: використання насосів для підйому нафти.

3. Переробка нафти:

- Первинна перегонка (дистиляція) для отримання бензину, дизелю, мазуту.
- Вторинна переробка: крекінг, гідроочищення, для покращення якості продуктів.

4. Рекультивация родовищ:

- Робота з пластовою водою (вода з нафтових резервуарів), очищення і утилізація

Первинні процеси переробки нафти:

Підготовка нафти. В першу чергу нафта, що надійшла завод, проходить процес сепарації: її відчищають від механічних домішок, нафтового газу та води. Потім

сировину фізичним впливом поділяють на фракції: поступово нагрівають, і на відповідних показниках температури від нафти «відшаровується» частина вмісту. Атмосферна перегонка. Очищена нафта переливається в колони ректифікації, де її поділяють на п'ять фракцій: бензинові (легку і важку), газову, дизельну фракції і мазут. Отримані продукти далекі від стандартів ДСТУ, тому вони проходять додаткові процедури покращення якості.

Температура кипіння	Фракція
Вище 340 °С	Мазут
230-240 °С	Газойль
160-230 °С	Керосин
105-160 °С	Нафта
32-105 °С	Бензин
Менше 32 °С	вуглеводневі газ

Табл. 1 – температури нафтових фракцій

Вакуумна дистиляція. З отриманого при атмосферній перегонці мазуту видобувають фракції, придатні для переробки в моторні палива: парафіни, олії та церезини, а також інші елементи нафтопереробки та нафтохімічного синтезу. Тяжкий залишок, що залишається, стає гудроном — саме з нього отримують бітум і роблять асфальт.

Види вторинних процесів:

- Облагороджувальні (гідроочищення, риформінг, ізомеризація та інші)
- Поглиблюючі (каталітичний крекінг, вісбрекінг, термічний крекінг, гідрокрекінг, коксування, виробництво бітумів та інші)
- Інші (виробництво масел, МТБЕ, ароматичних вуглеводнів, алкілювання та інше)

Світовий видобуток нафти – основні тенденції галузі у 2024 році.

Відповідно до інформації Управління енергетичної інформації США (EIA), протягом останніх шести років поспіль Сполучені Штати виробляли більше сирої нафти на рік, ніж будь-яка інша країна за всю історію галузі. Видобуток сирої нафти в США, включаючи конденсат, у 2023 році склав у середньому 12,9 мільйона барелів на добу, побивши попередній американський і світовий рекорд у 12,3 мільйона барелів на добу, встановлений у 2019 році. У грудні 2023 року видобуток навіть перевищив 13,3 млн барелів на добу.

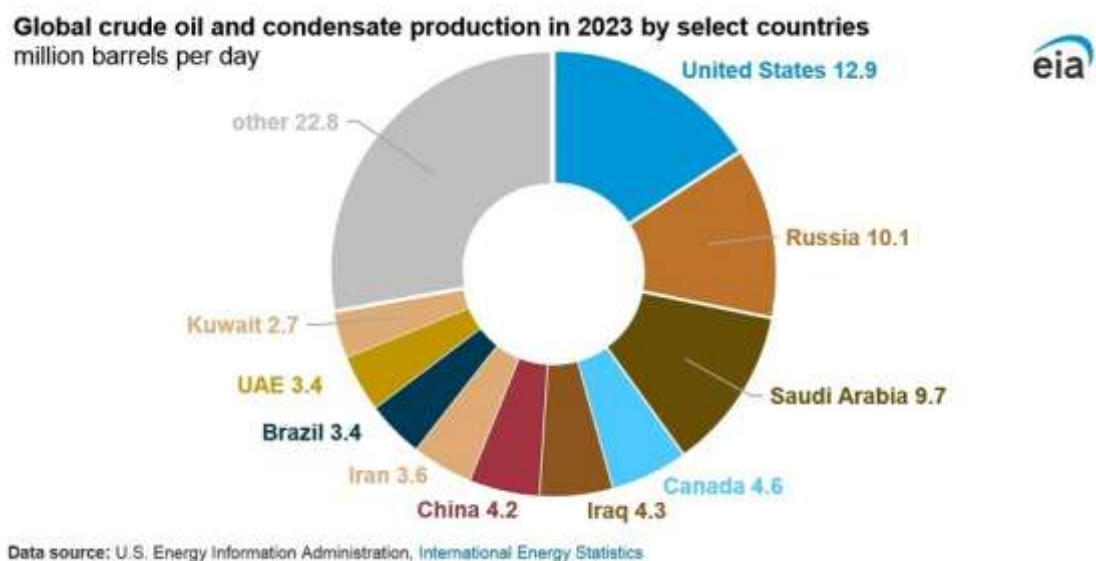


Рис.1 – світовий видобуток нафти

Рекорд видобутку сирої нафти у США 2023 року навряд чи буде перевершений будь-якою іншою країною в найближчому майбутньому, оскільки жодна держава не досягла виробничої потужності у 13 млн барелів на добу. Державна компанія Саудівської Аравії Saudi Aramco нещодавно відмовилася від планів збільшити виробничі потужності до 13 млн барелів на добу до 2027 року.

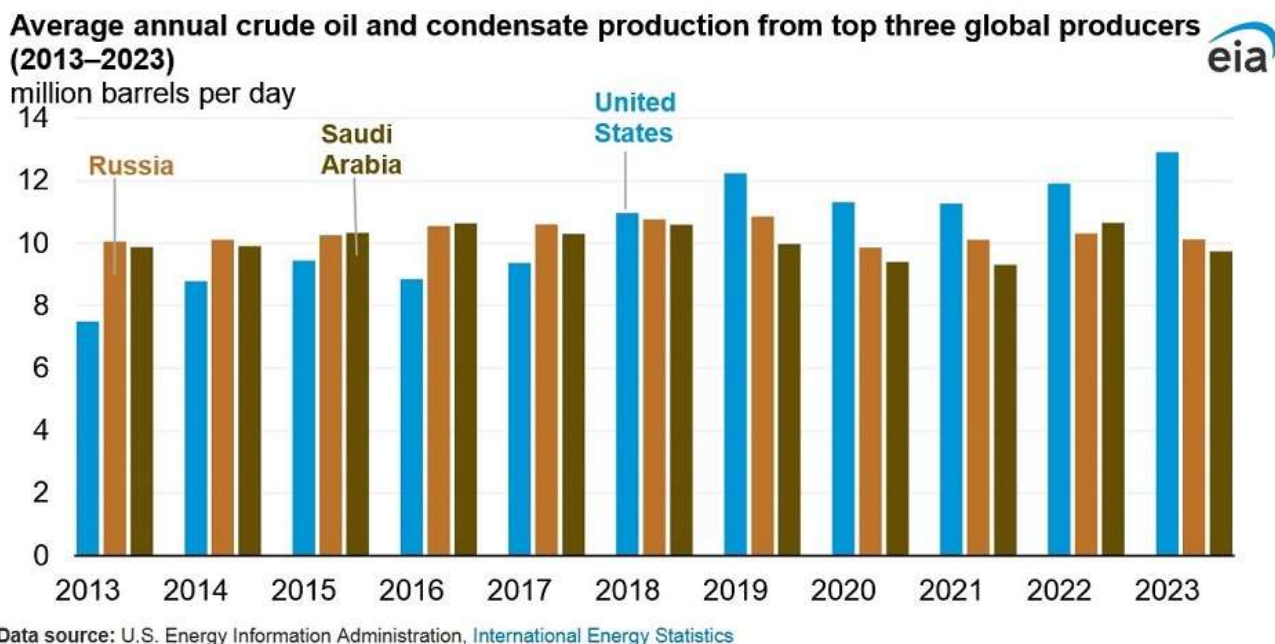


Рис.2 – графік виробництва нафти найбільших виробників

У 2023 році на частку США, Росії та Саудівської Аравії разом припало 40% (32,8 млн барелів на добу) світового видобутку нафти. Раніше, після досягнення рівня 9,6 млн барелів на добу у 1970 році, річний видобуток сирової нафти у США стабілізувався, а потім знижувався протягом десятиліть, досягнувши мінімуму у 5 млн барелів на добу у 2008 році. Видобуток у США почав знову зростати у 2009 році, коли виробники все частіше застосовували методи гідророзриву пласта та горизонтального буріння. Відтоді в галузі спостерігалось стабільне зростання. Винятком стали 2020 та 2021 роки, коли попит і ціни знизилися через економічні наслідки пандемії COVID-19.

Останніми роками видобуток сирової нафти в Пермському басейні (на заході Техасу та сході Нью-Мексико) сприяв збільшенню загального обсягу видобутку сирової нафти та природного газу в США.

Росія була лідером із видобутку сирової нафти у 2017 році, але з того часу її видобуток поступається США. Середньорічний видобуток у Росії досяг піка у 2019 році, склавши 10,8 млн барелів на добу.

Середньорічний видобуток у Саудівській Аравії досягнув піка у 2022 році і становив 10,6 млн барелів на добу, що на 1,3 млн барелів на добу менше, ніж у США того ж року. У 2023 році видобуток сирої нафти в Саудівській Аравії скоротився приблизно на 900 000 барелів на добу через політику ОПЕК+ і подальші добровільні скорочення, які Саудівська Аравія здійснила для компенсації слабкого зростання попиту.

Раніше, у грудні минулого року, Управління енергетичної інформації США (EIA) повідомило, що експорт сирої нафти Сполученими Штатами досяг рекордного рівня 3,99 млн барелів на добу в першій половині 2023 року.

Пластова вода

Пластова вода є побічним продуктом видобутку нафти. Вона закачується назад у резервуар для підтримки тиску та зменшення екологічних ризиків. Її обробка включає:

- Відділення залишкової нафти.
- Очищення від токсичних речовин.
- Використання для повторної ін'єкції або утилізації

Процес первинного очищення сирої нафти супроводжується отриманням підтоварної води, яка може використовуватися для технологічних потреб на підприємствах. Крім того, під час видобутку нафтопродуктів виділяється значний обсяг пластової води, яка також знаходить застосування у виробництвах. Однак ця рідина завжди містить солі, механічні домішки, частки газу, нафти та інші елементи, які необхідно видалити.

Способи очищення пластових і підтоварних вод

Вибір методу очищення залежить від складу і кількості розчинених у воді сторонніх частинок, а також від вимог до ступеня очищення. У сучасній

промисловості виділяють такі основні методи: відстоювання, фільтрування, коалесценція і дегазація (флотація). Існують також інші методи, наприклад, для видалення солей, сірки та інших елементів. Але вони є високо специфічними і використовуються не у всіх процесах, оскільки очищення від цих компонентів не завжди є необхідним.

Первинний резервуар-відстійник пластових вод.

Перший варіант є найпростішим, але вимагає найбільше часу — до кількох днів. Процес відстоювання води та очищення її від нафти й механічних домішок відбувається в первинних вертикальних або горизонтальних резервуарах-відстійниках і базується на силі гравітації: нафтові частки піднімаються у верхню частину корпусу, а механічні домішки осідають і потім видаляються ручним або автоматизованим способом. Для поліпшення якості води на виході у відстійниках може використовуватися гідрофобний шар із водонафтової емульсії, який додатково затримує зважені частинки.



Рис.3 – Схема резервуару для відстоювання води

Фільтрування.

Фільтрування є одним із найпоширеніших методів, який не потребує додаткових реагентів, але при цьому характеризується високою продуктивністю і забезпечує

високий ступінь очищення. Метод базується на використанні гідрофобного фільтра, який затримує значну кількість зважених частинок і домішок.

Метод коалесценції.

Цей метод базується на застосуванні коалесцентних насадок, які є "витратним" матеріалом, оскільки поступово заповнюються краплями нафти, газу та механічними частинками.

Процес дегазації.

Дегазація води дозволяє видаляти газові частинки і використовувати отриманий газ для виробничих потреб.

2. Постановка задачі

Одним із важливих етапів нафтопереробки, є перекачування пластової води. Враховуючи особливість робочої рідини необхідно обрати насос, який буде надійно працювати. Серед розглянутих аналогів є імпортні насоси фірми Rodelta та вітчизняних виробників – насоси типу ЦНСв. Імпортні аналоги дорого коштують, а вітчизняні насоси мають застарілу конструкцію та не відповідають необхідним параметрам, тому було прийнято рішення розробити насос власного виробництва з параметрами витрати $Q=300 \text{ м}^3/\text{год}$ та напором $H=120 \text{ м}$, який би відповідав необхідним параметрам.

Згідно завдання було обрано наступний конструктив насоса:

1. Відцентровий вертикальний
2. Закрите робоче колесо
3. Матеріал проточної частини – нержавіюча сталь 12Х18Н10Т
4. Подвійне торцеве ущільнення

3. Опис конструкції насоса

Відповідно до завдання була обрана вертикальна схема виконання насоса, що забезпечує оптимальні габаритні показники, простоту обслуговування та надійність роботи насоса.

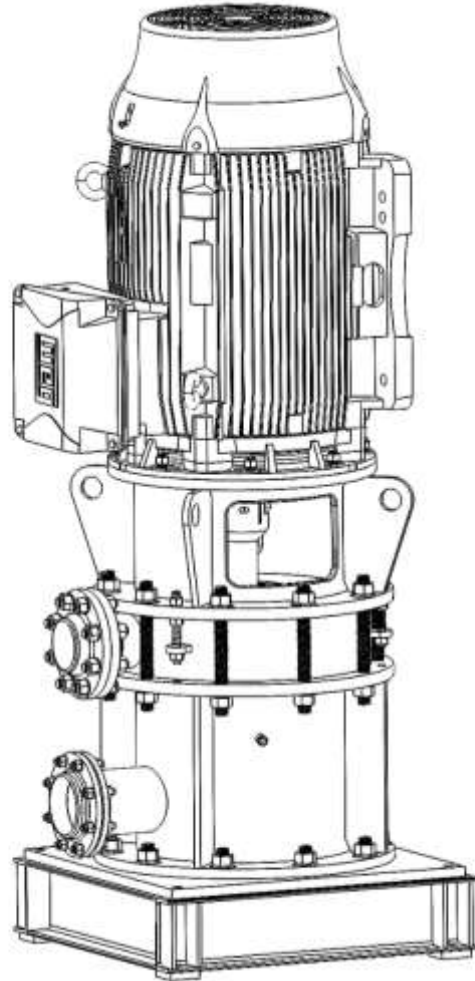


Рис. 4 – загальний вигляд насоса

Насос (рисунок 5) – відцентровий, вертикальний, моноблочний, одноступеневий із закритим робочим колесом.

Основними деталями є: рама 41, вхідний патрубок 30, напірний патрубок 21, спрямовуючий апарат 23, щілинні кільця 25 і 31, кронштейн 17, з'єднувальні

фланці 6 і 10, торцеве ущільнення 13, термосифонна система 42, труба розвантаження 47, роторна частина насоса.

Роторна частина насоса складається з вала 16, робочого колеса 29, шпонки 12, гайки-обтікача 32, болта 34.

Вали насоса і двигуна з'єднані між собою за допомогою болта 34 і гвинтів 44.

Розташування щілинних ущільнень на одному діаметрі, виконані отвори у робочому колесі, а також наявність труби розвантаження дозволяють урівноважити осьові сили. Залишкові осьові сили сприймаються радіально-упорним підшипником кочення двигуна.

Розвантаження ротора від радіальних сил здійснюється за допомогою спрямовуючого апарату, радіально-упорним і радіальним підшипниками кочення двигуна.

Як кінцеве ущільнення вала у насосі встановлено подвійне торцеве ущільнення 13, з'єднане за допомогою трубопроводів із бачком, призначеним для зберігання і охолодження затворної рідини.

Змащення підшипників двигуна – консистентна змазка

Напрямок обертання валу за часовою стрілкою зі сторони приводу.

Спрямовуючий апарат дозволяє зменшити пульсації та рівномірно розподілити тиск на виході з робочого колеса, що позитивно впливає на роботу насоса за рахунок зменшення радіальних сил

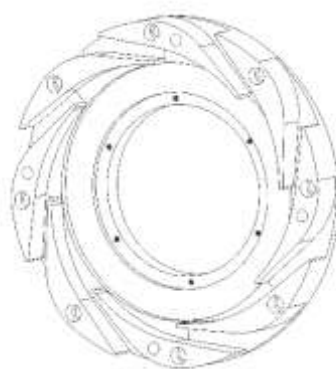


Рис.5 спрямовуючий апарат

Пластові води являють собою складні розчини, до складу яких входять неорганічні солі, гази, розчинені у воді органічні речовини. Усі ці компоненти потрапили у воду протягом тривалого її контакту з гірськими породами, газами та нафтою. Наявність цих речовин зумовлює відмінність фізичних властивостей пластових і прісних вод. Серед розчинених у пластовій воді речовин переважають неорганічні солі: хлориди, сульфати та карбонати лужних і лужно-земельних металів. Солі дисоціюють у воді з утворенням відповідних іонів. Загальний вміст розчинених солей у воді прийнято називати мінералізацією, величина якої варіюється в широких межах.

Вміст розчинених газів у пластовій воді зазвичай не перевищує 1,5-2 м³/м³. У складі розчиненого газу переважають метан, азот і вуглекислий газ. Із збільшенням мінералізації розчинність газу у воді знижується.

Загальна мінералізація, вміст газу, температура та тиск мають найбільший вплив на всі фізичні властивості пластових вод.

Відповідно до специфіки рідини були обрано матеріальне виконання насоса, яке представлено в таблиці 2.

Матеріали	ДСТУ
Кронштейн	Сталь 09Г2С
Патрубок напорний	Сталь 09Г2С
Патрубок вхідний	Сталь 09Г2С
Апарат спрямовуючий	Нерж. сталь 12Х18Н10Т
Робоче колесо	Нерж. сталь 12Х18Н10Т
Вал	Хромиста сталь 40Х
Щілинні кільця	Нерж. сталь 20Х13
Відповідні фланці	Сталь 09Г2С

Табл.2 - матеріали

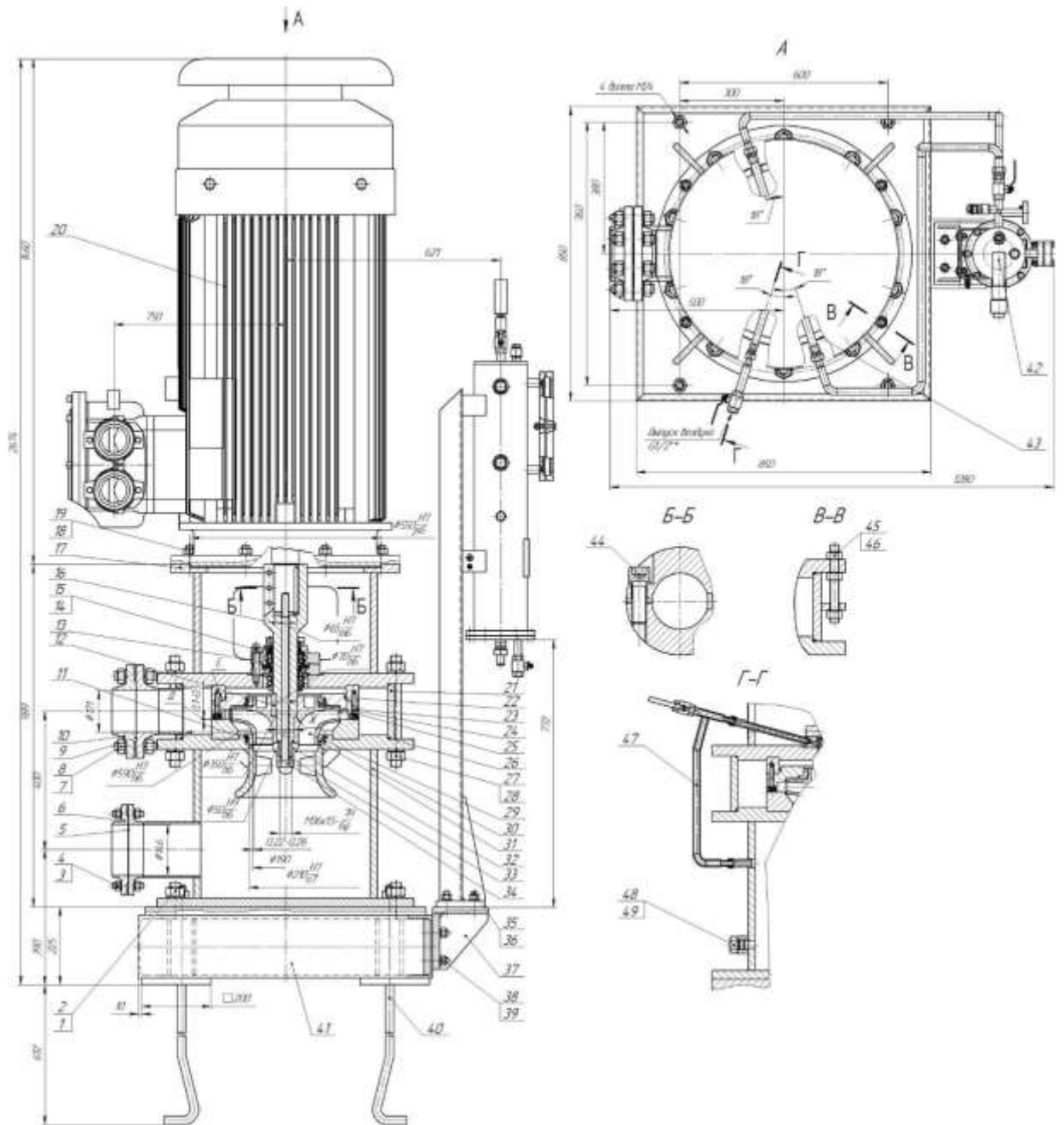


Рис. 5 – насос (вигляд в розрізі)

1 – шпилька; 2 – гайка; 3 – шпилька; 4 – гайка; 5 – прокладка; 6 – фланець; 7 – шпилька; 8 – гайка; 9 – прокладка; 10 – фланець; 11 – гвинт; 12 – шпонка; 13 – торцеве ущільнення; 14 – шпилька; 15 – гайка; 16 – вал; 17 – кронштейн; 18 – шпилька; 19 – гайка; 20 – двигун; 21 – напірний патрубок; 22 – гумове кільце; 23 – спрямовуючий апарат; 24 – гвинт; 25 – щілинне кільце; 26 – гумове кільце; 27 – шпилька; 28 – гайка; 29 – робоче колесо; 30 – вхідний патрубок; 31 – щілинне кільце; 32 – гайка-обтікач; 33 – гумове кільце; 34 – болт; 35 – шпилька; 36 – гайка; 37 – стійка; 38 – шпилька; 39 – гайка; 40 – фундаментний болт; 41 – рама; 42 – термосифонна система; 43 – огороження; 44 – гвинт; 45 – шпилька; 46 – гайка; 47 – труба розвантаження; 48 – пробка; 49 – прокладка.

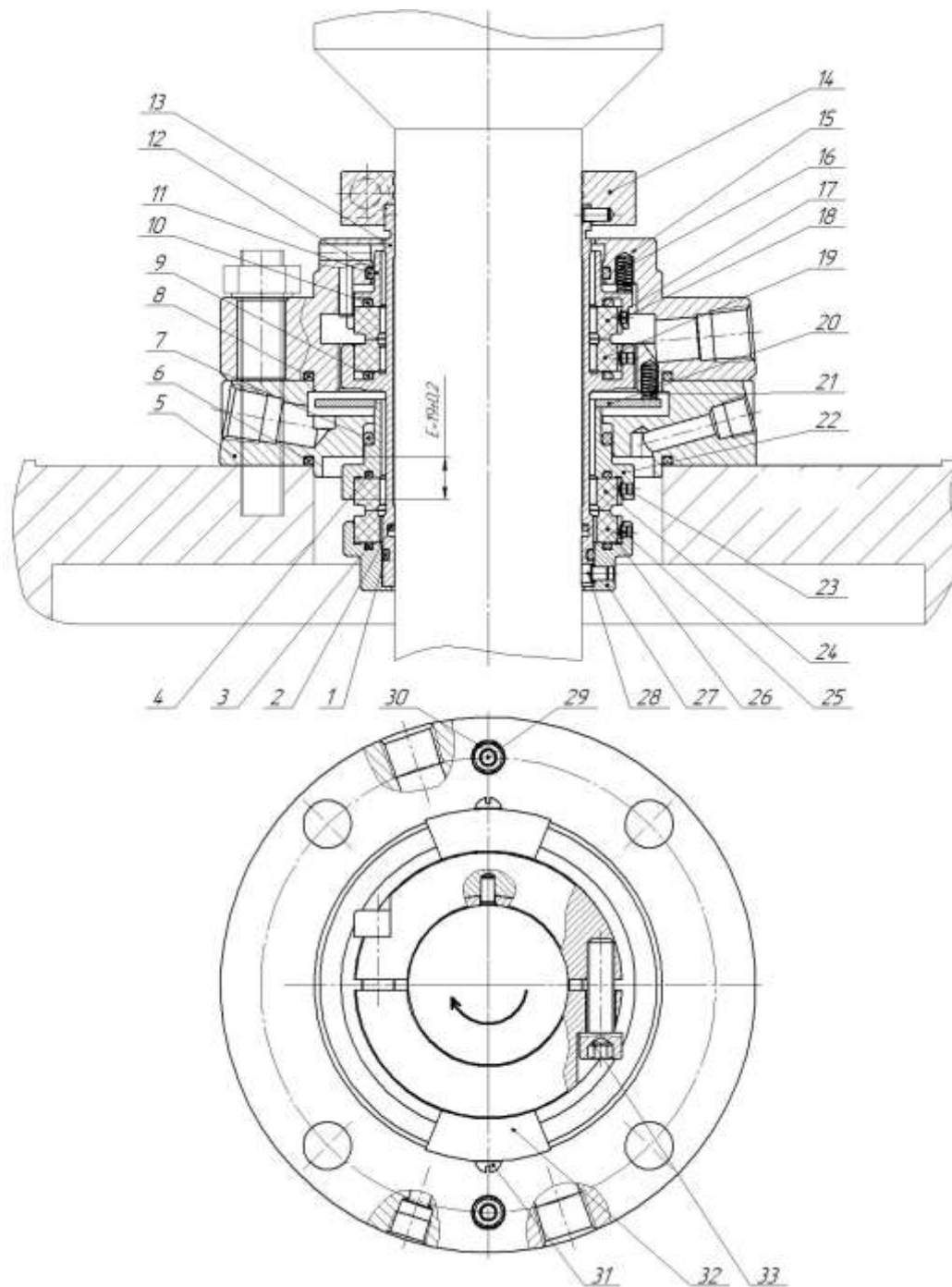


Рис.6 – торцеве ущільнення

1 – гумове кільце; 2 – гумове кільце; 3 – гумове кільце; 4 – гумове кільце; 5 – проставка; 6 – гумове кільце; 7 – гумове кільце; 8 – гумове кільце; 9 – гумове кільце; 10 – гумове кільце; 11 – гумове кільце; 12 – задня обойма; 13 – роторна втулка; 14 – фіксатор; 15 – корпус; 16 – пружина; 17 – статорне кільце; 18 – поводок; 19 – роторне кільце; 20 – проставочне кільце; 21 – пружина; 22 – передня обойма; 23 – поводок; 24 – статорне кільце; 25 – поводок; 26 – роторне кільце; 27 – обертаюча обойма; 28 – поводок; 29 – гвинт; 30 – шайба; 31 – гвинт; 32 – монтажна скоба; 33 – гвинт.

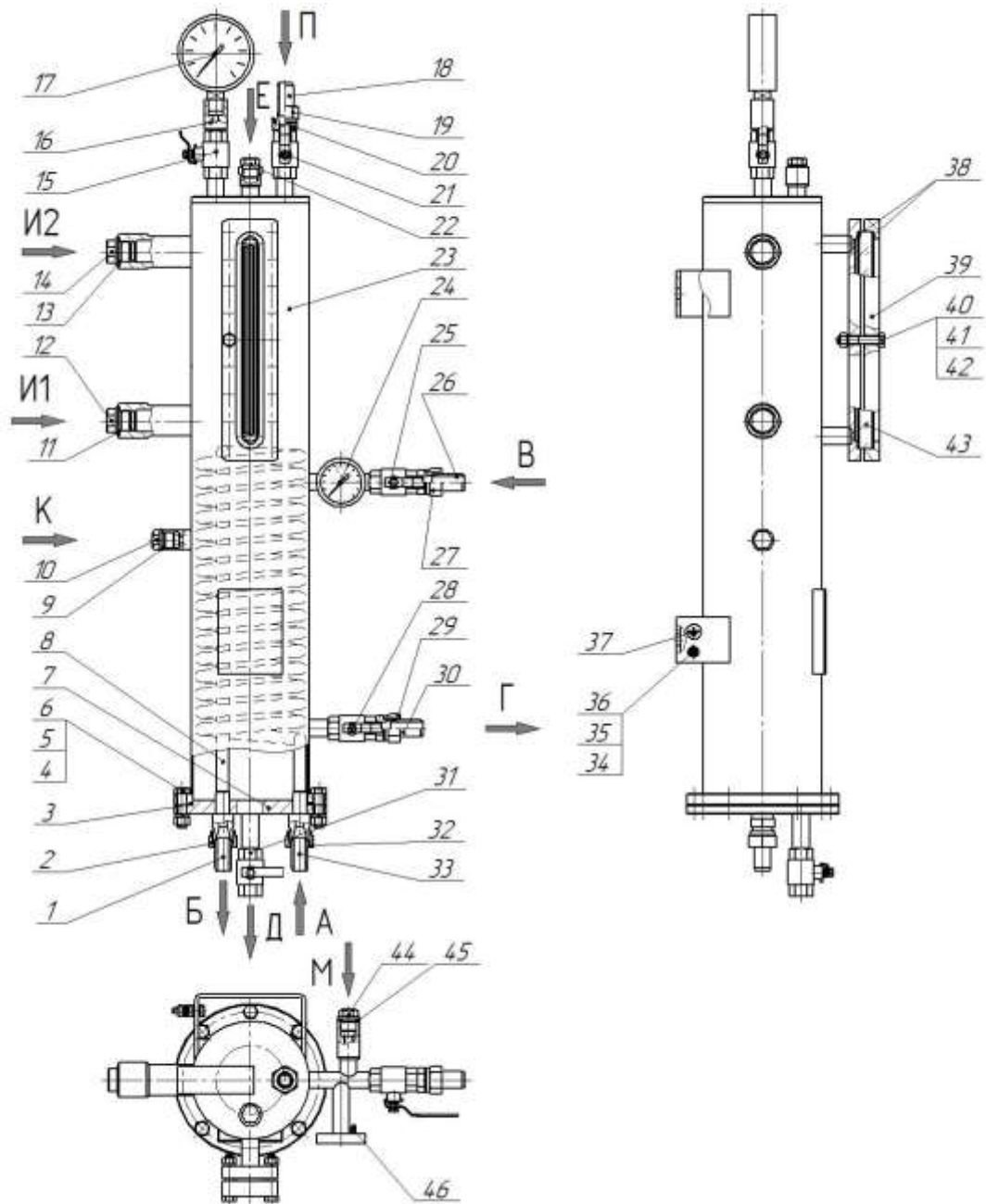


Рис.7 – Бачок охолодження

1-ніпель; 2 – гайка накидна; 3 – гумове кільце; 4 – болт; 5 – гайка; 6 – шайба; 7 – фланець; 8 – змійовик; 9 – прокладка; 10 – пробка; 11 – прокладка; 12 – заглушка; 13 – прокладка; 14 – заглушка; 15 – кран шаровий; 16 – перехідник; 17 – манометр; 18 – ніпель; 19 – гайка накидна; 20 – штуцер; 21 – кран шаровий; 22 – пробка; 23 – корпус; 24 – термометр; 25 – кран шаровий; 29 – гайка накидна; 30 – ніпель; 31 – кран шаровий; 32 – гайка накидна; 33 – ніпель; 34 – болт заземлення; 35 – гайка; 36 – шайба; 37 – знак заземлення; 38 – прокладка; 39 – рамка прижимна; 40 – болт; 41 – гайка; 42 – шайба; 43 – вікно оглядове; 44 – пробка; 45 – прокладка; 46 – болт.

4. Розрахунок

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

4.1 Проектування відцентрового робочого колеса

1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

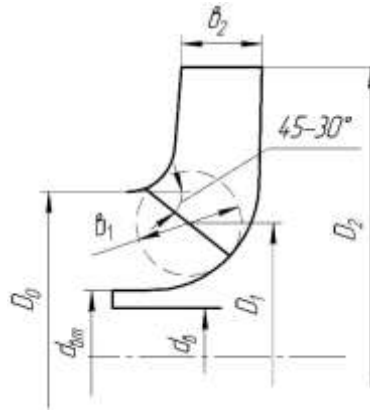


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

1.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$);
- густина перекачуваної рідини $= 1000$ кг/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = \frac{0,083}{1} = 0,083$ м³/с;
- напір $H = 120$ м;
- частота обертання $n = 2987$ об/хв.

Коефіцієнт швидкості

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2987 \cdot \sqrt{0,087}}{120^{\frac{3}{4}}} = 86,8$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{вх} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}} \quad (1.2)$$

де $K_{\text{вх}} = 3,5 - 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса (більші значення беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,087}{2987}} = 0,152(\text{м})$$

Подача робочого колеса

$$Q_{\text{р.к.}} = \frac{Q'}{\eta_{\text{об}}} \quad (1.3)$$

$$Q_{\text{р.к.}} = \frac{0,087}{1} = 0,087(\text{м}^3/\text{с})$$

де $\eta_{\text{об}}$ - об'ємний ККД, що визначається за формулою

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (1.4)$$

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 86,8^{-\frac{2}{3}}} = 1,00$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{\text{об}} \eta_{\Gamma} \eta'_{\text{М}} \eta_{\text{М}} \quad (1.5)$$

де η_{Γ} - гідравлічний ККД;

$\eta'_{\text{М}}$ - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{\text{М}}$ - зовнішній механічний ККД.

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} \quad (1.6)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,1525 - 0,172)^2} = 0,9$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_{\text{М}} = \frac{1}{1+820n_s^{-2}} \quad (1.7)$$

$$\eta'_{\text{М}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 88,6^{-2}} = 0,9$$

Зовнішній механічний ККД задаємо $\eta_{\text{М}} = 0,95 - 0,99$.

$$\eta = 1 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,77$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (1.8)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,087 \cdot 120}{0,77} = 127464(\text{Вт}) \approx 127,5(\text{кВт})$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_{\text{T}} = \frac{H}{\eta_{\Gamma}} \quad (1.9)$$

$$H_{\text{T}} = \frac{120}{0,9} = 133\text{м}$$

1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_K]}} \quad (1.10)$$

де M - крутний момент на валу насоса, Н·м;

N_{max} - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_K] = 10$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа

(при $\alpha=1$).

$$M = \frac{N_{max} \cdot 30}{\pi n} \quad (1.11)$$

$$N_{max} = 1,1 \cdot N$$

(1.12)

$$N_{max} = 1,1 \cdot 127464 = 140210$$

Обираємо асинхронний вибухозахищений двигун АИМ280S2 з наступними параметрами $N=160$ кВт , $n=2985$ об/хв.

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 448}{3.1415 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,0425(\text{м})$$

Отримане значення діаметра округляють згідно ДСТУ 6636-69. Приймаємо $d_B=50$ мм.

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_{\epsilon} \quad (1,13)$$

$$d_{BT} = 0,0732(\text{м})$$

Приймаємо $d_{BT} = 75$ мм

1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{BT}^2} \quad (1,14)$$

$$D_0 = \sqrt{0,152^2 + 0,075^2} = 0,1696(\text{м})$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (1,15)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,087}{3,14 \cdot 0,152^2} = 4,595(\text{м/с})$$

Задаємося положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом $45-30^\circ$ до осі насоса. При цьому визначають радіус середньої точки $R_1 = \frac{D_1}{2}$, за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході $\beta_{1п}$.

Визначимо орієнтовне значення діаметра положення вхідної кромки

$$D_1 = 0,8D_0 \quad (1.16)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,1696 = 0,135(\text{м})$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається виразом:

$$V_{1m} = \Psi_1 \cdot V_0 \quad (1.17)$$

де $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 4,595 = 5,28(\text{м/с})$$

Кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} \quad (1.18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

V_{1U} - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

Переносна швидкість:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (1.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,135 \cdot 2987}{60} = 21,1(\text{м/с})$$

У консольних та відцентрових насосах $V_{1U} = 0$.

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{5,79}{21,1} \approx 14^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \Delta\beta \quad (1.20)$$

де $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$ - кут атаки, вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей.

$$\beta_1 = 14^\circ + 8^\circ = 22^\circ$$

1.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5 - 8$.

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо мм при мм.

Товщина лопаті на виході з робочого колеса s_2 часто береться такою, що дорівнює s_1 , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо кількість лопатей $z = 6$, товщина лопаті на вході у робоче колесо $s_1 = 3,5\text{мм}$.

1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення Ψ'_1 за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi \cdot D_1 \sin \beta_1}} \quad (1.21)$$

$$\Psi' = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,0035}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,135 \cdot \sin 22^\circ}} = 1,15$$

Повинна бути забезпечена умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$.

$$|1,15 - 1,1515| = 0,0015 < 0,01$$

Умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m}} \quad (1.25)$$

$$b_1 = \frac{0,087}{3,14 \cdot 0,135 \cdot 5,28} = 0,037(\text{м})$$

1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$.

Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}}, \text{ м/с,}$$

$$U'_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 133}{0,5}} = 51,08, \text{ м/с,}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n}, \text{ м.}$$

$$D'_2 = \frac{60 \cdot 51,08}{\pi \cdot 2987} = 0,326, \text{ м.}$$

Кінцеве значення D_2 визначають з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m} \quad (1.27)$$

$$V'_{2m} = 0,5 \cdot 5,469 = 2,73(\text{м/с})$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення V'_{2m} :

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\psi_2}{\psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) \quad (1.28)$$

де $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$ - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;
 W_1 - відносна швидкість на вході у робоче колесо;
 $W_{2\infty}$ - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s та визначається за наступною формулою:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (1.29)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 86,8 + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot 86,8^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 86,8^3 = 1,39$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,39 \cdot \frac{1,196}{1,2} \cdot \frac{2,64}{5,28} \cdot \sin 22^\circ \right) \approx 15,6^\circ$$

1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Уточнений зовнішній діаметр робочого колеса знаходиться з виразу

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n} \quad (1.30)$$

де U_2 - колова швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1} \quad (1.31)$$

де V_{2m} - меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення;
 $H_{T\infty}$ - теоретичний напір при нескінченному числі лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} \quad (1.33)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправку K_z на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p} \quad (1.34)$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (1.35)$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (1.36)$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \sin 12^\circ = 0,72$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,72}{6} \frac{1}{1 - \left(\frac{0,135}{0,326}\right)^2} = 0,29$$

Поправка на кінцеве число лопатей за формулою (1.34)

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,29} = 0,775$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей за формулою (1.33)

$$H_{T\infty} = \frac{60}{0,9 \cdot 0,775} = 86(\text{м})$$

За формулою (1.31) визначаємо колову швидкість на виході із р.к.:

$$U_2 = \frac{2,73}{2 \operatorname{tg} 12^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,73}{2 \operatorname{tg} 12^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 86 + 0} = 42,67(\text{м/с})$$

Уточнений зовнішній діаметр р.к. за формулою (1.30):

$$D_2 = \frac{60 \cdot 42,67}{3,14 \cdot 2987} = 0,272(\text{м})$$

1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Визначивши, $s_2 = 6\text{мм}$ та $D_2 = 0,272\text{м}$ уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}} \quad (1.37)$$

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,006}{3,14 \cdot 0,272 \cdot \sin 15^\circ}} = 1,243$$

При цьому повинна бути забезпечена умова $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$.
 $|1,243 - 1,244| = 0,00072 < 0,01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходять з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_2 V_{2m}} \quad (1.38)$$

$$b_2 = \frac{0,087}{3,14 \cdot 0,272 \cdot 2,73} = 0,0358(\text{м})$$

2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

2.1 Загальні положення

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Зробивши всі необхідні розрахунки щодо визначення геометричних розмірів та параметрів робочого колеса, наступним кроком будемо меридіанний переріз робочого колеса.

З урахуванням конструктивних міркувань обираємо положення втулки, намічаємо контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами;

- нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$);

- при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення;

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу.

2.2 Методика побудови меридіанного перерізу

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

Намічаємо попередньо «на око» контури перерізу.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F = f(l)$ (рис. 3), де l - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу.

При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола розташовуємо густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеній перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_i від центра дуги радіусом R_i (див. рис. 2а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримуємо середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруємо цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

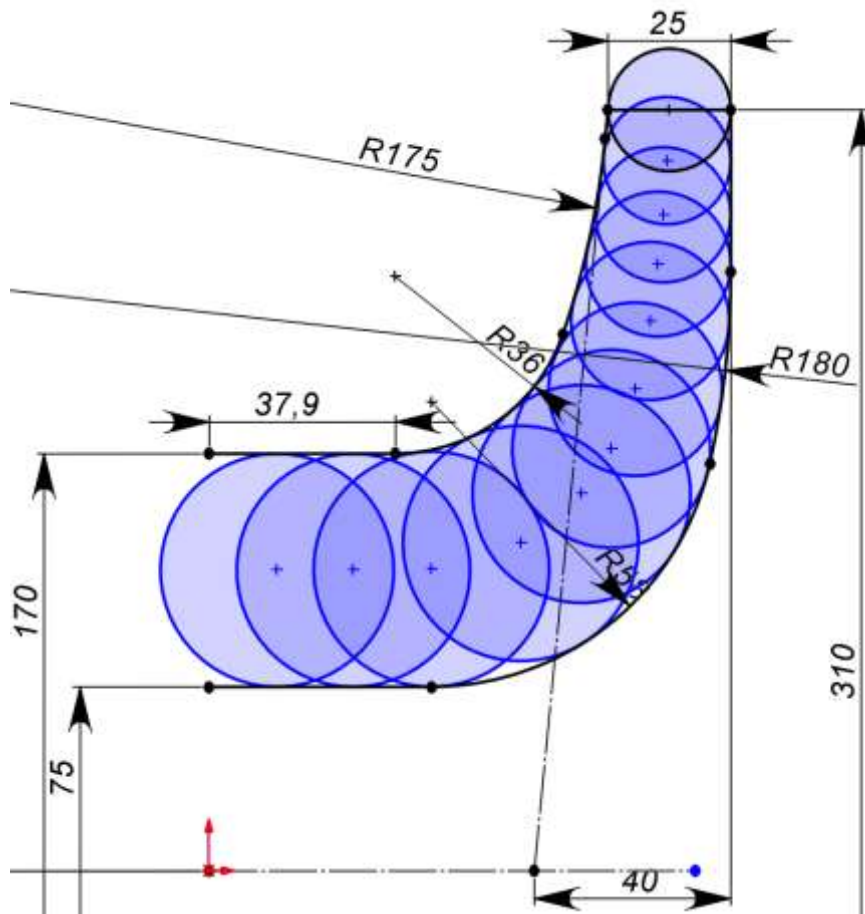


Рисунок 2 – Меридіанний переріз робочого колеса

Обчислюємо площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (1.39)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} (170^2 - 75^2) = 18280 \text{ мм}^2$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2 \quad (1.40)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 310 \cdot 25 = 24347$$

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i \quad (1.41)$$

де r_i - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

b_i - діаметр вписаного кола.

Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

№	r_i , мм	b_i , мм	l_i , мм	F_i , мм ²
1	61,25	47,5	0	18279,60
2	61,25	47,5	29	18279,60
3	61,87	48,32	20	18783,40
4	67,12	47,83	16	20170,63
5	76,69	44,44	15	21413,11
6	86,74	40	12	21799,50
7	97,89	35,39	12	21766,37
8	110,58	32,56	13	22621,85
9	123,45	29,59	13	22951,08
10	133,89	27,5	10,5	23133,85
11	144,87	25,94	11	23611,06
12	155	25	10,14	24346,63

Таблиця 1

За даними таблиці 1 будуємо графік $F = f(l)$.

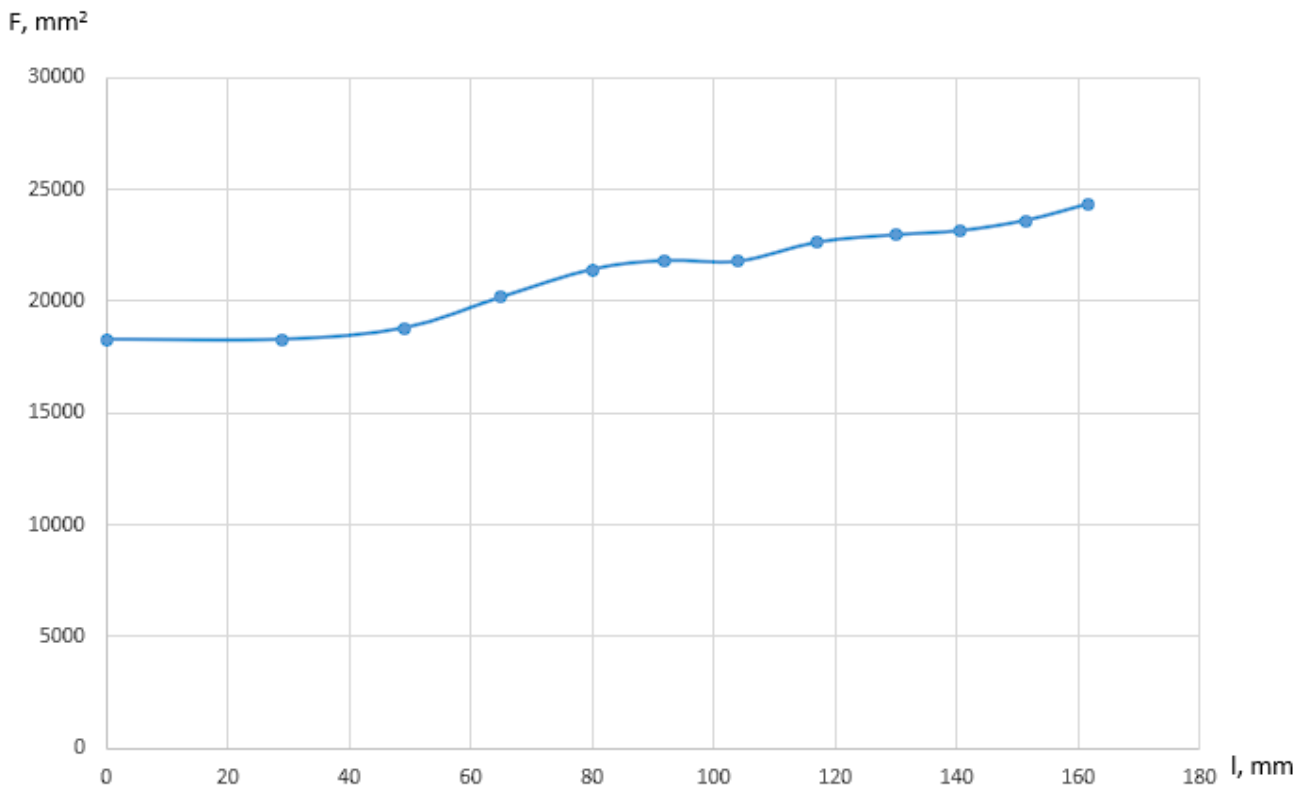


Рисунок 3 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

3 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

3.1 Побудова нормалей

Нормаллями називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка, тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки А і С дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 4). Точкою О позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки АО, СО та АС. З точок А та С перпендикулярно до відрізків АО і СО проводять промені, що перетинаються у точці К, з якої радіусом $R=KA=KC$ проводиться дуга АС, що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу. Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром.

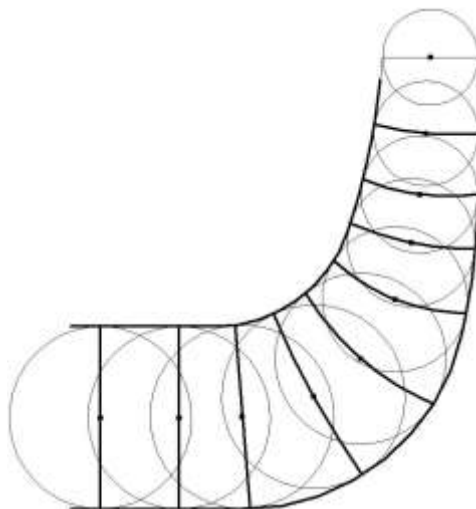


Рисунок 4 – Побудова нормалей

3.2 Побудова ліній течії

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 5). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Розрахунок робочого колеса відцентрових насосів ведеться за прийнятою спрощеною схемою ($V_m = const$). Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від n_s . Для $n_s = 65$ кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній течії) $n = 3$.

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі, через кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k}}{k} = 2\pi V_m (r_{u.m} l)_1 = 2\pi V_m (r_{u.m} l)_2 = 2\pi V_m (r_{u.m} l)_k \quad (1.42)$$

де $Q_{p.k}$ - постійна витрата через робоче колесо;

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{u.m}$ - відстань від центра тяжіння відрізка l до осі колеса.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.м} l = const \quad (1.43)$$

Відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Отримані результати зводимо у таблицю 2.

№ точки	$l, \text{мм}$	$r, \text{мм}$	$l \times r, \text{мм}^2$	$l, \text{мм}$	$r, \text{мм}$	$l \times r, \text{мм}^2$
1	27,96	51,50	1439,94	19,52	75,24	1468,68
2	27,96	51,50	1439,94	19,52	75,24	1468,68
3	28,42	51,80	1472,16	19,48	75,67	1474,05
4	27,54	58,00	1597,32	20,30	79,03	1604,31
5	24,39	70,60	1721,93	20,07	85,43	1714,58
6	19,49	89,40	1742,41	18,33	96,45	1767,93
7	16,98	105,53	1791,90	16,44	108,88	1789,99
8	15,30	118,82	1817,95	15,23	120,79	1839,63
9	13,70	134,85	1847,45	13,60	136,01	1849,74

Таблиця 2 – Лінії течії

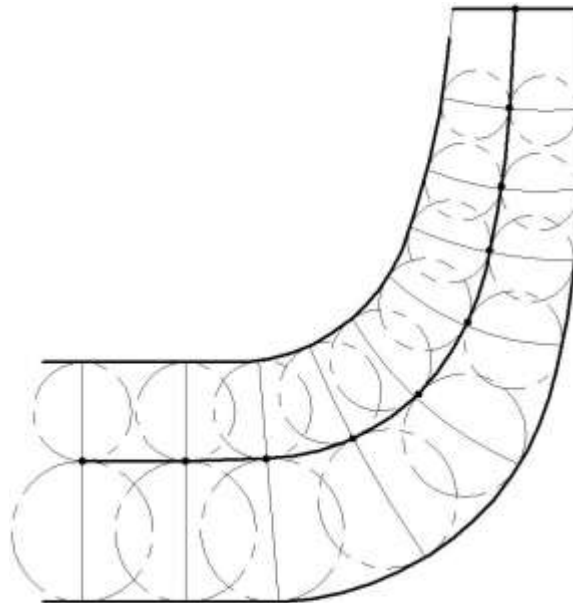


Рисунок 5 – Побудова ліній течії

4 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

4.1 Побудова координатної сітки на розгортці циліндра

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми.

Приймаємо $R_{к.ц} = 120\text{мм.}$; $\Theta = 120^{\circ}$, $\Delta\varphi = 10^{\circ}$.

Розміри ΔS та ΔL визначаємо за формулами:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц}}{C} \quad (1.44)$$

де C - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\begin{aligned} \Delta L &= \frac{120}{10} = 12(\text{мм}) \\ \Delta S &= \frac{\pi R_{к.ц} \cdot \Delta\varphi^{\circ}}{180^{\circ}} \\ \Delta S &= \frac{3,14 \cdot 120 \cdot 10^{\circ}}{180^{\circ}} = 20,94(\text{мм}) \end{aligned} \quad (1.45)$$

4.2 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії a, b, c (рис. 6) на відрізки Δl за умовами конформності

$$\frac{r_{icp}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц}}{\Delta L} = \text{const } c \quad (1.46)$$

де r_{icp} - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

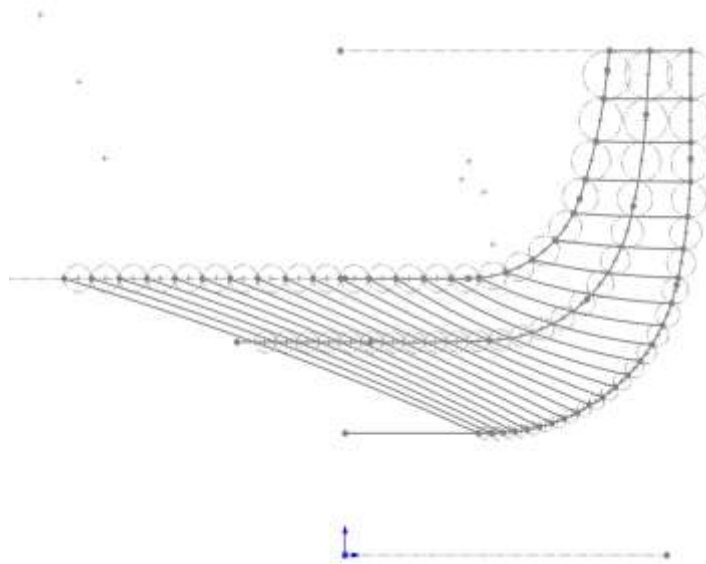


Рисунок 6 – Розбивка ліній течії

Обчислення з розбивки лінії течії на відрізки Δl зручно виконувати у табличній формі (табл. 3,4,5).

точки покривного диску(а)			точки лінії течії (б)			точки основного диску (в)			№
г _і	л _і	г _і /л _і	г _і	л _і	г _і /л _і	г _і	л _і	г _і /л _і	
147,6	14,8	10,0	147,6	14,8	10,0	147,6	14,8	10,0	1,0
133,7	13,4	10,0	133,6	13,4	10,0	133,6	13,4	10,0	2,0
121,3	12,1	10,0	120,9	12,1	10,0	120,8	12,1	10,0	3,0
110,0	11,0	10,0	109,6	11,0	10,0	109,3	10,9	10,0	4,0
100,8	10,0	10,1	99,4	9,9	10,0	99,0	9,9	10,0	5,0
93,6	9,4	10,0	90,7	9,1	10,0	89,7	9,0	10,0	6,0
88,6	8,9	10,0	83,3	8,3	10,0	81,3	8,1	10,0	7,0
85,8	8,6	10,0	77,4	7,7	10,0	73,9	7,4	10,0	8,0
85,0	8,5	10,0	72,9	7,3	10,0	67,5	6,8	10,0	9,0
85,0	8,5	10,0	69,6	7,0	10,0	62,0	6,2	10,0	10,0
85,0	8,5	10,0	67,4	6,7	10,0	57,4	5,7	10,0	11,0
85,0	8,5	10,0	66,2	6,6	10,0	53,4	5,3	10,0	12,0
85,0	8,5	10,0	65,8	6,6	10,0	50,0	5,0	10,0	13,0
85,0	8,5	10,0	65,6	6,6	10,0	47,1	4,7	10,0	14,0

Таблиця 3 – Лінія току

4.3 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Перенесення точок на конформну діаграму здійснюється за допомогою властивостей конформного відображення за залежністю

$$\frac{\Delta Y}{y} = \frac{\Delta X}{x} \quad (1.47)$$

де x - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

y - відповідна відстань на лінії течії.

Положення вхідної кромки на конформній діаграмі:

$$\Delta Y = \frac{5,94 \cdot 12}{7,65} = 9,3$$

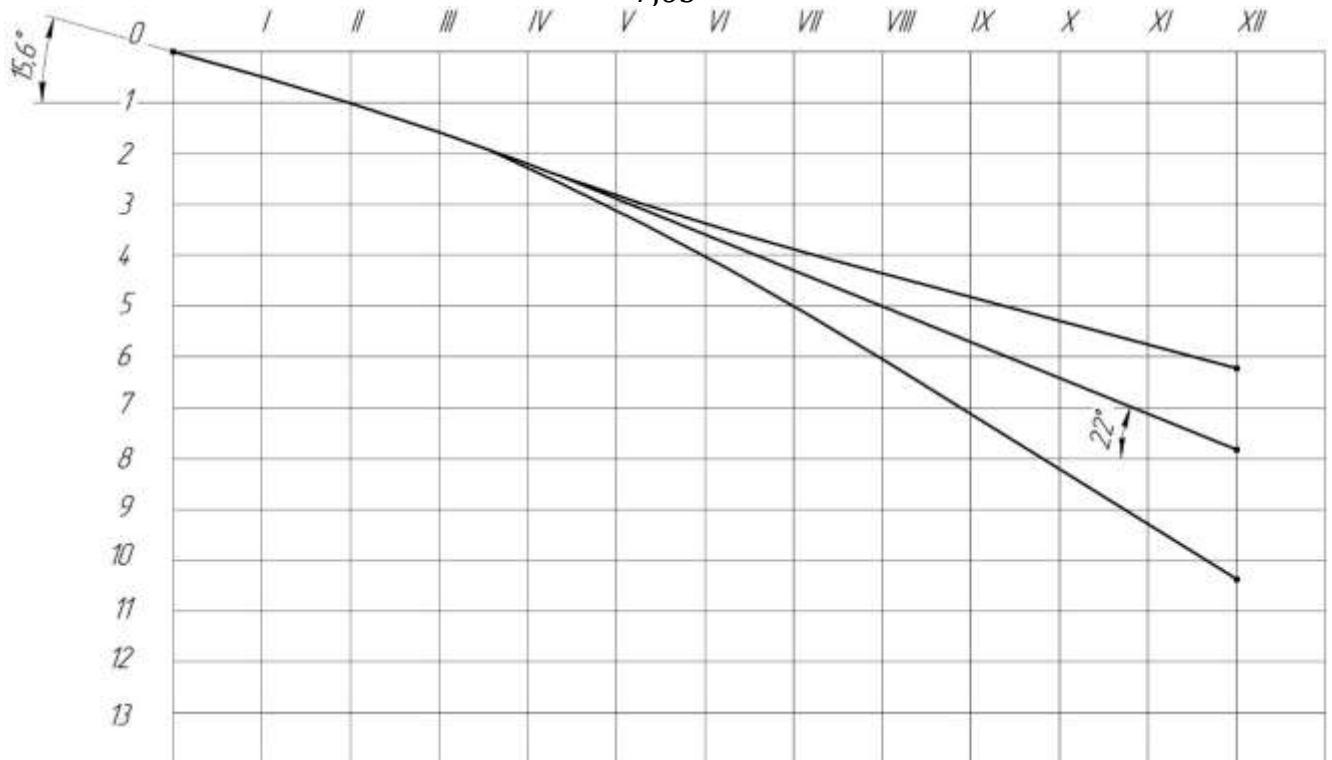


Рисунок 7 – Конформна діаграма

4.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Розрахунки виконано за загальноприйнятими методиками [2]

Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 8) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення (1.47).

Отримані результати заносимо до таблиці 5

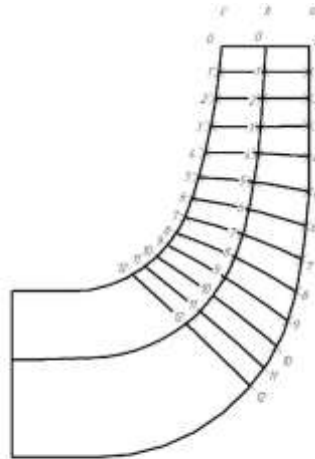


Рисунок 8 – Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на основі конформної діаграми

Таблиця 5 – Дані для побудови перерізів поверхні лопаті

1) Для лінії току а

№	x_i	ΔL	Δl_i	y_i
1	6,03	12	14,7 5	7,41
2	11,8 5		13,3 5	13,1 8
3	4,99		13,1 8	5,48
4	8,66		12,0 8	8,72

5	10,5 7		10,9 0	9,60
6	11,7		9,89	9,64
7	0,04		9,89	0,03
8	11,5 3		8,17	7,85
9	10,5 3		7,37	6,47
10	9,53		6,71	5,33
11	8,53		6,14	4,36
12	7,53		5,68	3,56

2)Для лінії току b

№	x_i	ΔL	Δl_i	y_i
1	6,03	12	14,76	7,42
2	11,85		13,35	13,18
3	4,99		12,03	5,00
4	9,49		12,07	9,55
5	1,31		12,07	1,32
6	4,85		10,87	4,39
7	8,39		9,85	6,89
8	11,93		9,06	9,01
9	3,47		9,06	2,62
10	7,01		8,39	4,90
11	10,55		7,65	6,73
12	2,09		7,65	1,33

3)Для лінії току c

№	x_i	ΔL	Δl_i	y_i
1	6,03	12	14,79	7,43
2	11,85		13,35	13,18
3	4,99		12,13	5,04
4	9,49		12,13	9,59
5	2,14		12,13	2,16
6	7,43		10,99	6,80
7	1,35		10,00	1,13
8	7,12		10,00	5,93
9	2,12		10,00	1,77

10	8,51	9,35	6,63
11	2,91	9,35	2,27
12	9,3	8,87	6,87

4.5 Побудова лопаті у плані

Побудова лопаті у плані зображена на рис.9

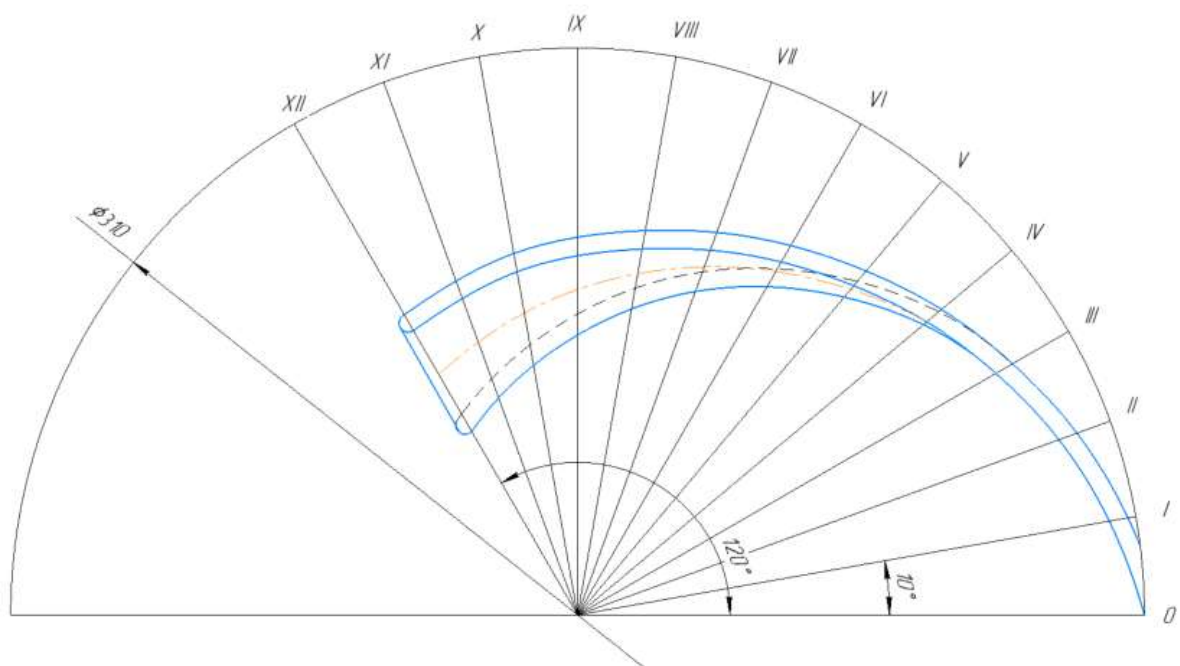


Рисунок 9 – Побудова лопаті у плані

На меридіанній проекції вимірюють відстані R_i та r_i від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті s_i та будують тильну сторону лопаті.

5. Числове дослідження течії рідини у проточній частині моноблочного насосу.

Процеси, що відбуваються при протіканні робочої рідини в будь-якій проточній частині насоса, а особливо їх математичний опис з урахуванням всіх властивостей рідини, що перекачується, є досить складним завданням. Математична модель робочого процесу може бути описана з тим чи іншим ступенем точності диференціальними рівняннями або простими математичними виразами, що містять емпіричні коефіцієнти.

В даний час за кордоном широкого поширення набули методи розрахунку просторової в'язкої течії рідини в проточній частині насосів за допомогою сучасних CFD-кодів, які використовуються для вирішення багатьох задач насособудування: J. F. Gulish, Van den Braembussche.

Для проведення чисельного моделювання течії рідини у дослідній протічній частині (ПЧ) моноблочного насосу використовувався програмний продукт (ПП) ANSYS CFX університетської версії.

В основі даного програмного продукту лежить метод чисельного розв'язання системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища: рівняння руху в'язкої рідини – рівняння Нав'є Стוקса та рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (5.2)$$

де $i, j = 1, 2, 3$;

x_1, x_2, x_3 – вісі координат;

u_1, u_2, u_3 – компоненти швидкості;

p – тиск;

t – час;

Течії, в робочих органах гідромашин що обертаються, розглядаються у відносній системі відліку, при цьому член f_i у рівнянні (4.1) виражає взаємодію відцентрових і коріолісових сил:

$$f_i = -\rho \left[2\vec{\omega} \cdot \vec{u} + \vec{\omega} \cdot (\vec{\omega} \cdot \vec{r}) \right], \quad (5.3)$$

де $\vec{\omega}$ – вектор кутовий швидкість обертання;

\vec{r} – радіус-вектор (модуль якого дорівнює відстані від цієї точки до осі обертання).

Для моделювання турбулентних течій у рівнянні Нав'є-Стокса миттєву швидкість замінюють на суму середньої швидкості Рейнольдса і пульсаційної складової швидкості. Таким чином, рівняння 4.1 набуває вигляду:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i' u_j'}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (5.4)$$

де $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осереднені за часом значення швидкості;

$\overline{u_i'}, \overline{u_j'}, \overline{u_k'}$
 u_1', u_1', u_1' – осереднені пульсаційні складові швидкості.

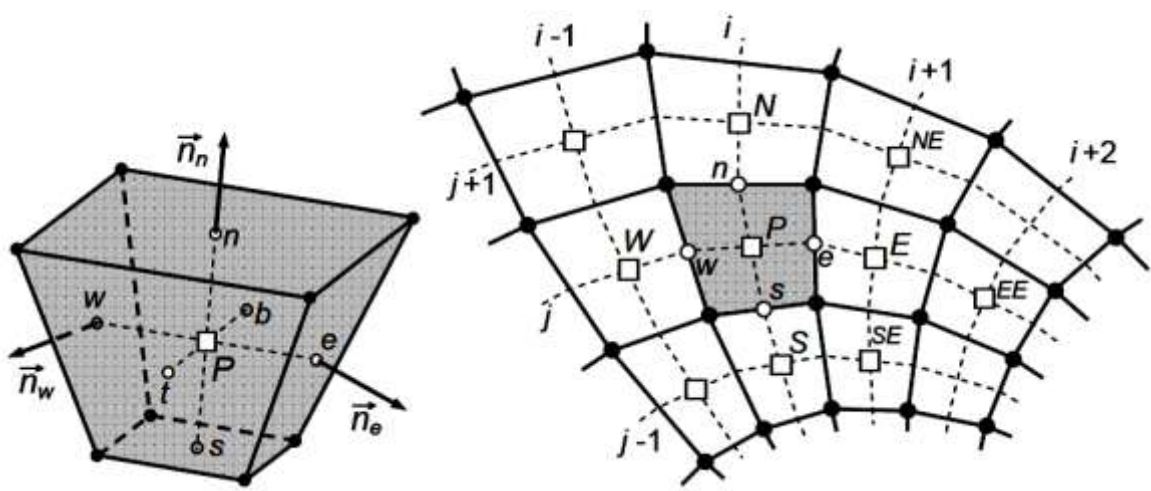
При цьому з'являються додаткові рівняння, замикання системи яких використовують моделі турбулентності, що дозволяють визначити пульсаційну складову швидкості. Основна ідея моделей турбулентності зводиться до

визначення існування середньої швидкості потоку та середнього відхилення від нього (пульсаційної складової): $u = \bar{u} + u'$.

Після спрощення рівнянь Нав'є-Стокса у яких додатково з'являються твори середніх відхилень швидкості $\overline{u_i u_j}$.

Як відомо, основним підходом до дискретизації рівнянь математичної моделі в ANSYS CFX є МКО (метод кінцевих обсягів), важливим достоїнством якого є забезпечення закону збереження інтегральних величин (витрати та кількості руху) на кожному з осередків розрахункової сітки не тільки в її межах, а й у міру досить сильного її згущення.

Просторова дискретизація завдання у МКО здійснюється шляхом розбиття розрахункової області на невеликі дотичні об'єми, кожному за яких записується рівняння Нав'є – Стокса. В середині кожного контрольного об'єму знаходиться одна точка «прив'язки» відшукуваного сіткового рішення. В якості контрольний об'ємів використовуються комірки розрахункової сітки: вузли сітки розташовуються у вершинах багатогранника (для структурованих сіток – гексаедра, мал. 4.1), сіткові лінії йдуть уздовж його ребер, а значення відшукуваних величин приписуються геометричному центру комірки.



Малюнок 4.1 – Структурована сітка контрольних об'ємів із прив'язкою до центру

5.1 Постановка задачі чисельного дослідження

В якості об'єкта дослідження обрана протічна частина спроектованого моноблочного насосу 300/120 з коефіцієнтом швидкохідності $ns = 86,8$.

Показники насоса в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним у таблиці 4.1.

Таблиця 5.1 Вихідні дані ЧЕ

Найменування показника	Величина показника
Витрата, м ³ /с (м3/год)	0,083 (300)
Напір, м	120
Частота обертання, с ⁻¹ (об/хв)	50,0 (3000)
Потужність ($\rho=997$ кг/м ³ , $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м/с), кВт	

5.2 Підготовка вхідних даних чисельного дослідження

Проведення чисельного експерименту у рамках цього дослідження складалося з кількох етапів: підготовки просторової геометричної моделі, побудови розрахункової сітки та введення вхідних даних для розрахунку і власне розрахунку.

5.2.1 Побудова геометрії розрахункової області

Протічна частина моноблочного насосу розділена на три області: 1) вхідна камера; 2) робоче колесо 3) напірна камера, мал. 4.2

Вхідна камера представляє собою циліндричну камеру діаметром 490мм і висотою 430мм, в котрій знаходиться профільований підвідний канал рідини до

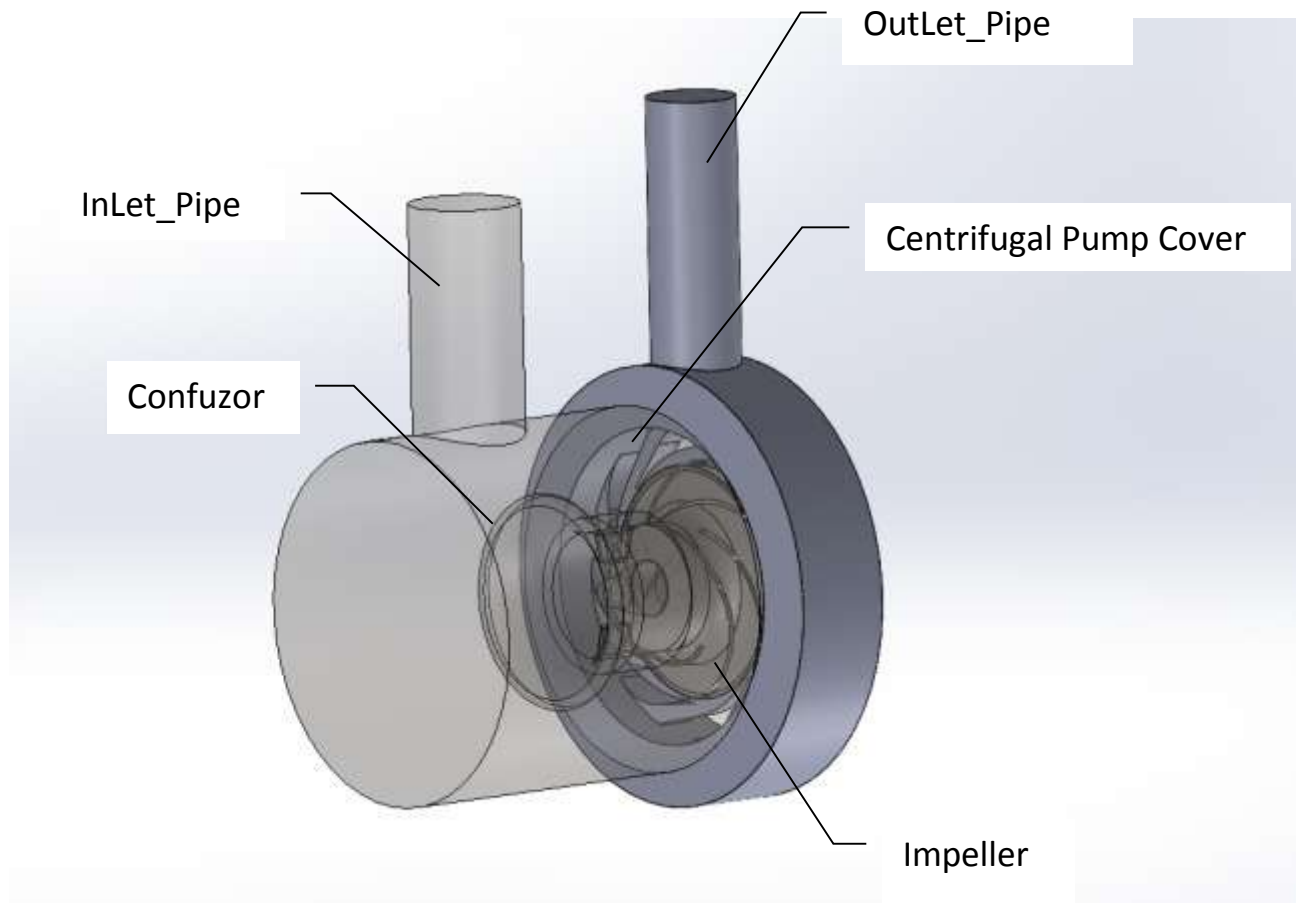
робочого колеса. Для запобігання підкрутці рідини перед входом в робоче колесо, підвідний канал має два ребра. Всмоктуючий трубопровід має радіальне розташування вісь якого перпендикулярна осі вхідної камери. Діаметр трубопроводу – 150 мм.

Для отримання структури потоку, що відповідає дійсному розподілу швидкостей і тисків, на вході в розрахункову область протічної частини (ПЧ) додається циліндрична ділянка довжиною, що дорівнює двом діаметрам входу.

Робоче колесо має 6 профільованих лопаток (три коротких і три довгих), товщина лопаток до 6 мм, діаметр колеса – 0,31 м.

Напірна камера складається з спрямовуючого апарату, кільцевої камери та напірного трубопроводу. Діаметр трубопроводу – 120 мм.

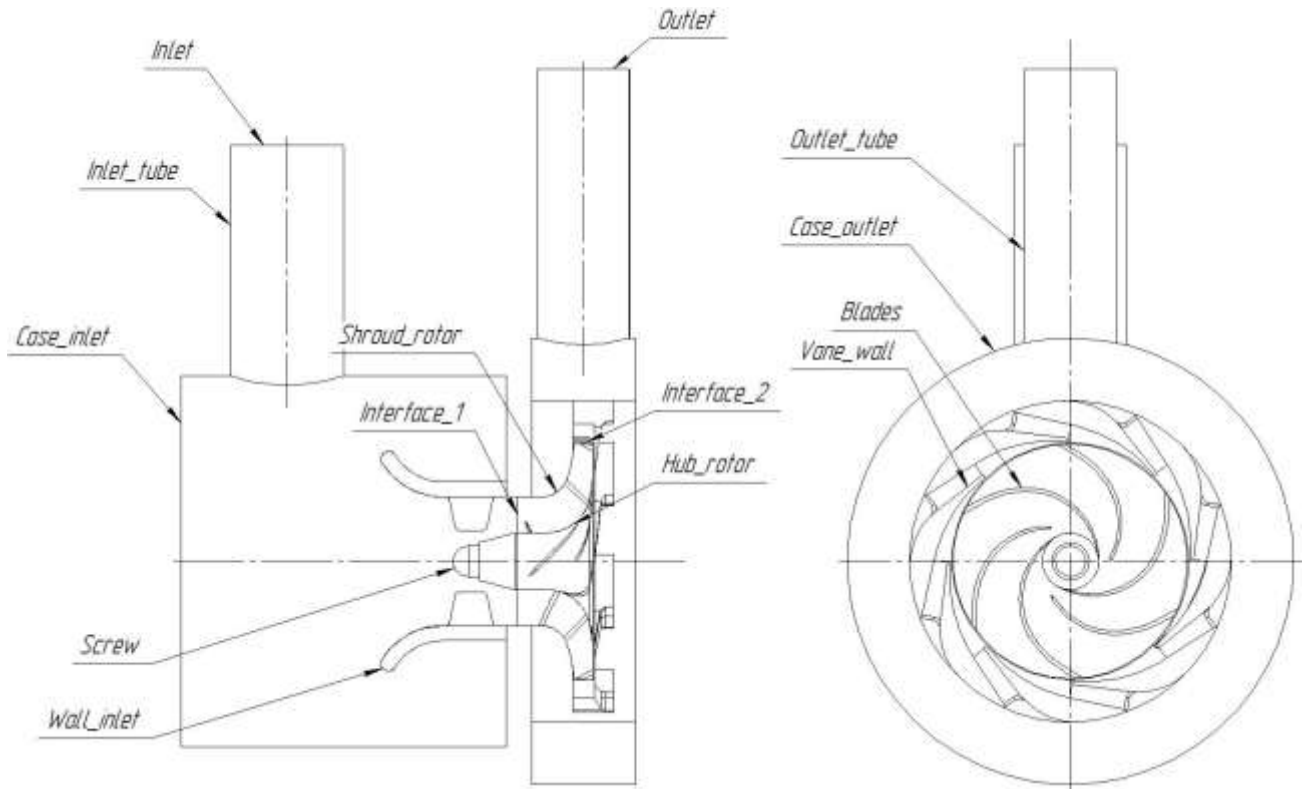
На даному етапі були побудовані тривимірні рідинні моделі проточної частини насоса, що включають корпусні елементи: осьовий підвід Confuzor, спіральний відвід Centrifugal Pump Cover, елементи трубопроводів: вхідного Inlet_Pipe і напірного OutLet_Pipe. Також була побудована рідинна модель робочого колеса Impeller. (мал. 5.2).



Малюнок 5.2 - Геометрія протічної частини моноблочного насосу 300/120

4.2.2 Побудова розрахункової сітки та перевірка сіткової незалежності

Побудова розрахункової сітки проводилася з використанням генератора сіток ICEM CFD 19, вбудованого в пакет ANSYS Workbench, що дозволяє отримувати як структуровану, так і неструктуровану розрахункову сітку. Окремо будувалися сітки вхідної, напірної камер, та робочого колеса. Для побудови розрахункових сіток було складено схему розташування поверхонь (мал. 5.3), згідно з якою проводилася розбивка проточної частини.



Малюнок 5.3 – Розташування поверхонь

Для перевірки сіткової незалежності, за результатами попереднього аналізу, було прийнято рішення виконати побудову сіток трьох розмірів проточної частини насоса. Глобальні розміри пристінкових призм прийняті для всіх сіток однаковими: розмір першої комірки 0,05 мм; закон розподілу експоненційний із коефіцієнтом 1,42. Кількість пристінкових шарів 12. Отримана товщина призматичного шару становить 7,88 мм.

Основні параметри розрахункових сіток наведено у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 - Параметри досліджуваних сіток

Найменування		Номер розрахункової сітки				
		1	2	3		
Глобальний розмір тетраедра, мм		10	15	20		
Л	о	к	Interface_1	4	4,5	5

Interface_2	4	4,5	5
Inlet_tube	10	15	20
Case_inlet	10	15	20
Wall_inlet	8	10	12
Screw	5	6	6
Blades	3	4	6
Hub_rotor	6	7	8
Shroud_rotor	6	7	8
Vane_wall	3,5	4	4,5
Case_outlet	10	15	20
Outlet_tube	10	15	20

Також, при побудові розрахункових сіток враховувалася необхідність забезпечення однакової щільності сіток для поверхонь інтерфейсів. Розрахунок моделі насоса з параметрами сіток, що наведені в таблиці, зайняв 30 годин машинного часу.

За результатами розрахунку другого і третього варіантів сітки було визначено величини змінної y^+ . Розкид величини y^+ у деяких елементах становив від 0 до 500, що виходить за межі діапазону, рекомендованого в документації до ПП Ansys CFX, Release 12.

Для першого варіанта сітки величина змінної y^+ лежить у діапазоні, що рекомендується, від 10 до 100 практично у всій розрахунковій області. Сумарна площа поверхні, на якій величина змінної y^+ знаходиться поза діапазоном, що рекомендується, становить менше 30 %.

Аналіз результатів розрахунків із трьома параметрами сіток показав розбіжність результатів розрахунку напору насоса не більше 1 %. Аналіз картин перебігу всіх трьох сіток показав, що найбільш яскраво виражена течія для першої

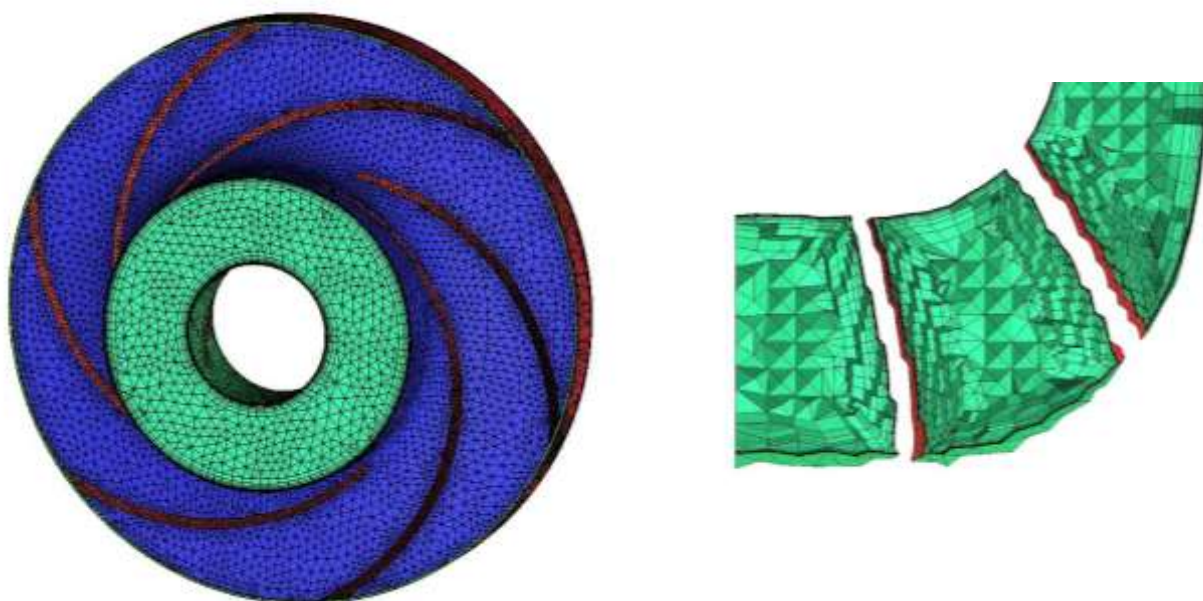
сітки. Більш грубе розбиття сітки в даному випадку не продемонструвало дрібних вихорів поблизу ступеці і на виході потоку рідини з РК.

В результаті першого етапу робіт з визначення сіткової незалежності були прийняті параметри розрахункових сіток для елементів проточної частини, зазначені в табл. 5.3.

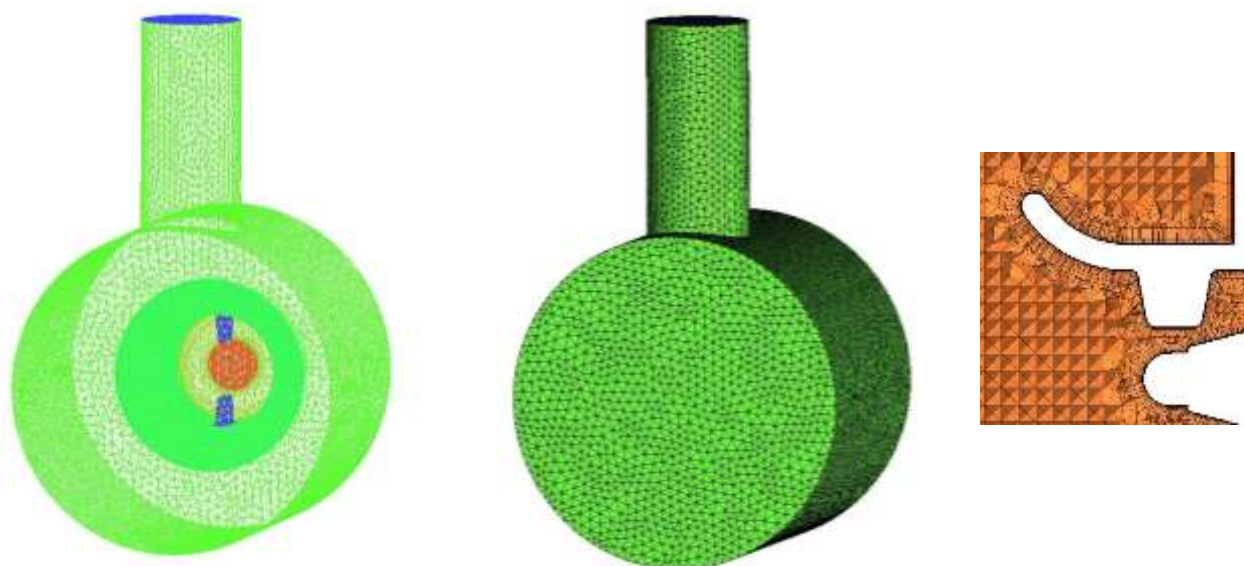
Таблиця 5.3 - Параметри розрахункових сіток, прийняті за результатами перевірки сіткової незалежності – формат повинен відповідати розмірам аркуша

Найменування параметра	Interface_1	Interface_2 мм	Inlet_tube мм	Case_inlet, мм	Wall_inlet, мм	Screw, мм	Blades, мм	Hub_rotor	Shroud_rotor	Vane_wall	Case_outlet	Outlet_tube
Максимальний об'ємний розмір комірки	10											
Максимальний поверхневий розмір комірок для областей інтерфейсу	4	4	10	10	8	5	3	6	6	3,5	10	10
Параметри пристінного шару: Висота першого шару Кількість шарів Загальна товщина пристінного шару	0,05 12 7,88											
Діапазон зміни величини змінної y^+	99% площаді 0÷5	52% площаді 20÷50	70% площаді 90÷160	80% площаді 90÷140	60% площаді 180÷200	80% площаді 25÷37	83% площаді 25÷30	70% площаді 30÷48	65% площаді 35÷50	85% площаді 22÷35	75% площаді 90÷150	78% площаді 90÷125
Число елементів сітки	2615708											
Число вузлів сітки	1817846											

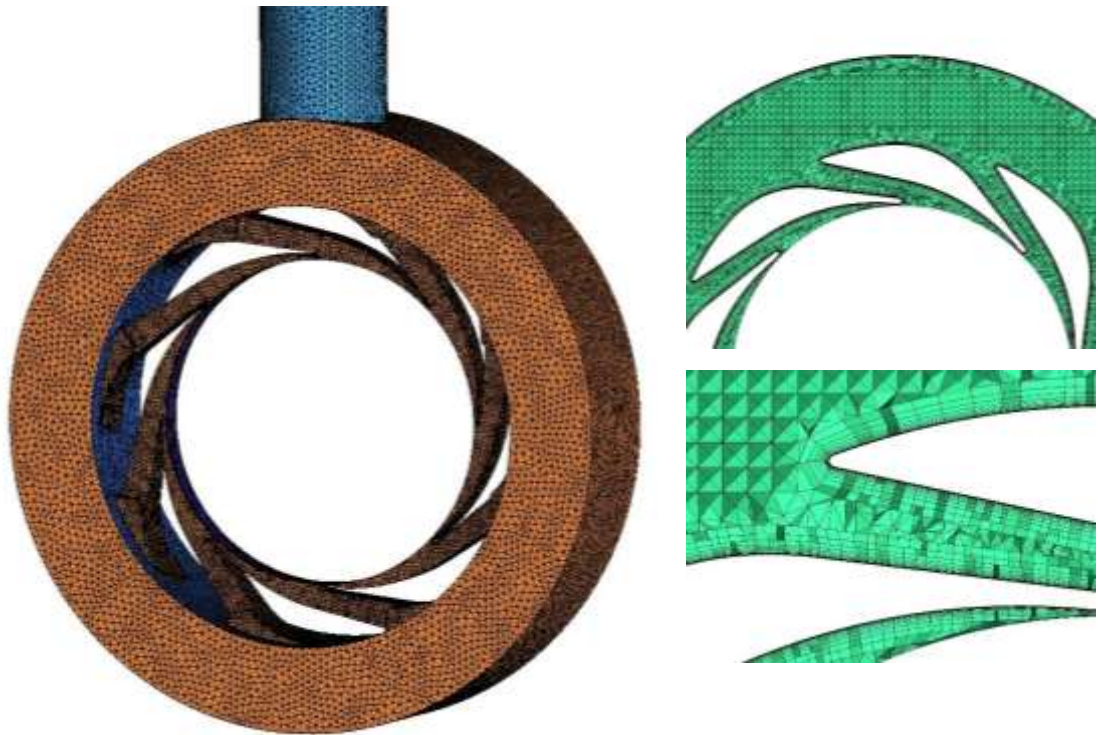
Топологія розрахункових сіток представлена на малюнках 5.4-5.6



Малюнок 5.4 – Топологія розрахункової сітки робочого колеса



Малюнок 5.5 – Топологія розрахункової сітки вхідної камери



Малюнок 5.6 – Топологія розрахункової сітки напірної камери

5.2.3 Вибір моделі та завдання граничних умов

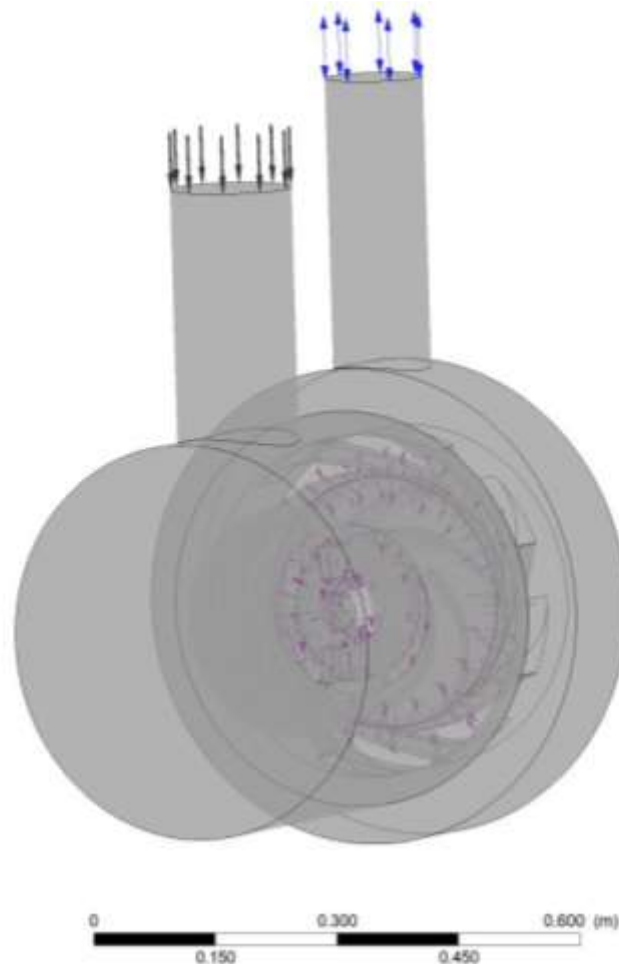
Створення розрахункової моделі (мал. 5.7) вироблялося в пакеті CFX-Pre19. Взаємодія рідини корпусу та робочого колеса здійснюється через області interface1 та interface2 – «frozen rotor», що передбачає опосередкування параметрів за часом.

Поверхнею входу в розрахункову область вибрано межу входу в підвідний патрубок. Як гранична умова на вході в розрахункову область задавалася масова витрата (G), яка визначається за формулою:

$$G = \rho \cdot Q, \quad (5.5)$$

де ρ – густина перекачуваної рідини, кг/м³;

Q - витрата насосу, м³/с;



Малюнок 5.7 – Розрахункова модель

Розрахунок проводився для шести режимів роботи насоса. Результати розрахунку наведено у таблиці 5.5. Розташування межі входу в розрахункову ділянку було вибрано на відстані двох діаметрів вхідного патрубка від межі приєднання патрубка до вхідної камери.

Розрахунок провадимо в абсолютних значеннях тиску. Як гранична умова на виході з розрахункової області ставився повний тиск, що дорівнює 1 МПа.

Зважаючи на можливість зворотні течії на виході з розрахункової області, тип граничної умови був заданий як «opening».

Задані шорсткості: стін корпусу підвідної і напірної камер - 12,5 мкм; лопатей колеса, основного і покривного дисків - 6,3; торців диска, колеса лопаток, спрямовуючого апарату - 1,6 мкм.

Як робоча рідина обрана вода при температурі 25°C, режим течії – турбулентний.

Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна k-ε модель турбулентності - Convergence Criteria - $RMS = 1 \cdot 10^{-4}$, що є достатнім для інженерних розрахунків. проведених попередніх оціночних розрахунків було вирішено для зменшення похибки ЧЕ провести розрахунок у нестационарній постановці.

5.2.3 Моніторинг у процесі розрахунку.

У процесі розрахунку здійснювався контроль збіжності за такими параметрами:

- складовим швидкості;
- по повному натиску;
- за масовими витратами;
- за параметрами турбулентності;

Аналіз збіжності показав, що розбіжність за величиною напору, визначеної двох сусідніх ітераціях становило трохи більше 1 % Розрахунок виконаний до отримання величини нев'язки, встановленої як критерій збіжності ($RMS = 1 \cdot 10^{-4}$).

5.3 Аналіз результатів експерименту

Контрольні перерізи, елементи для визначення інтегральних величин та побудови епюр.

Для визначення інтегральних величин CFD-Post були створені контрольні перерізи та елементи. Контрольні перерізи та елементи наведені у таблиці 5.4.

Таблиця 5.4

Найменування елемента	Позначення елемента	Характерні параметри елемента
Контрольний перетин на вході в насос	InPump	Домен « InLet_Case » Площина XY, x = 0.5 м
Контрольний перетин на виході з насоса	OutPump	Домен « OutLet_Case » Площина XY, x = 0.6 м
Контрольний перетин на по середині вихідного каналу робочого колеса	InLet_Impeller	Домен « InLet_Case, Impeller, OutLet_Case » Плоскість XY, z = -0.01 м
Контрольний переріз у меридіональному напрямку	Meridian	Домен « InLet_Case, Impeller, OutLet_Case » Плоскість ZX, y = 0 м

5.3.1 Визначення інтегральних характеристик насосу

Подача насоса (Capacity Pump, м/с) визначалася за масовою витратою через переріз **OutPump**.

$$\text{Capacity Pump} = \text{abs}(\text{massFlow}()@\text{OutPump}) / 997 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (5.5)$$

Напір насоса (Head of Pump, м) визначався різницею повних тисків, осереднених по масовому витраті в контрольних площинах на виході і вході в насос:

$$\text{Head of Pump} = (\text{massFlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{OutPump} - \text{massFlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{InPump}) / 997 \text{ [kg/m}^3\text{]} / g \quad (5.6)$$

Потужність, що визначається крутним моментом на валу насоса:

$$\text{Power} = \omega * \text{torque}_z()@\text{Blades} * 3,14 / 180 \text{ [W]} \quad (5.7)$$

Коефіцієнт корисної дії насоса визначався за такою формулою:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_n \cdot H_n}{N_n} \quad (5.8)$$

де Q_n – подача насосу, м³/с, $Q_n \equiv \text{Capacity Pump}$;

H_n – напір насосу, м, $H_n \equiv \text{Head of Pump}$;

N_n – потужність насосу, Вт, $N_n \equiv \text{Power}$;

5.3.3 Аналіз інтегральних характеристик

За результатами чисельних розрахунку були визначені та побудовані інтегральні характеристики для протічної частини насосу 300/120. Отримані числові значення інтегральних характеристик при різних розрахункових точках наведено у табл. 5.5.

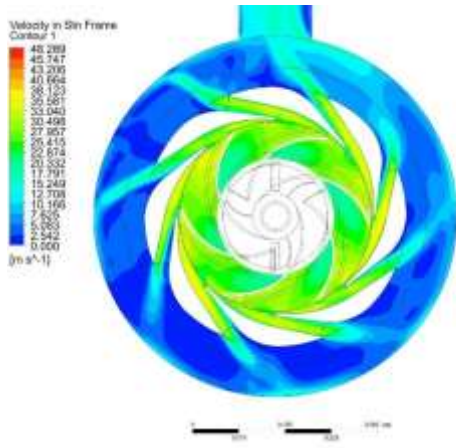
Таблиця 5.5. Значення інтегральних характеристик дослідної протічної частини

Параметри	0,1 $Q_{\text{онт}}$	0,5 $Q_{\text{онт}}$	0,8 $Q_{\text{онт}}$	$Q_{\text{онт}}$	1,2 $Q_{\text{онт}}$	1,5 $Q_{\text{онт}}$
Подача насосу (Q), м ³ /год	30	142,71	240,7	300,89	361,08	451,35
Напір насосу (H), м	163,37	150,42	163,37	127,51	117,14	138,64
КПД насосу (η)	10	46,2	620,	69,5	70,9	62,0

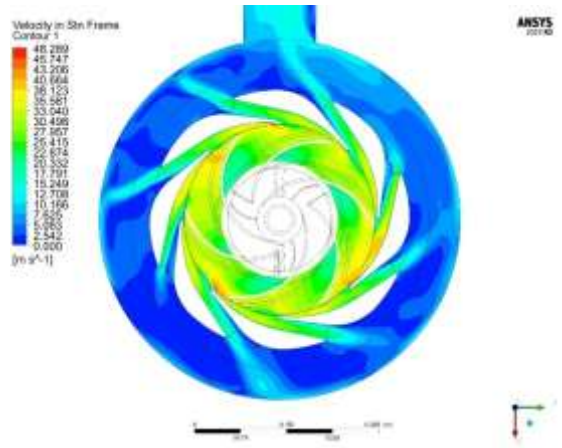
5.3.4 Дослідження структури потоку у проточній частині насосу

За результатами ЧЕ проведено аналіз структури потоку в елементах протічної частини насоса.

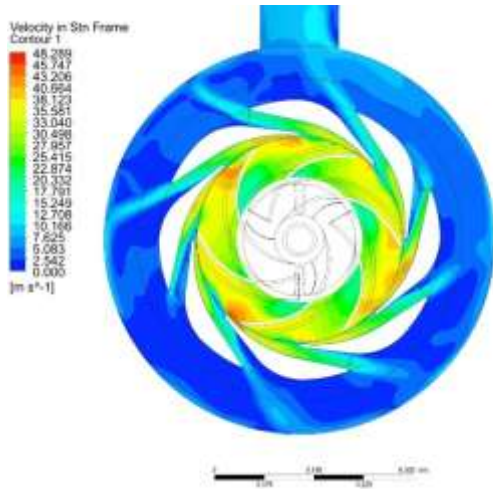
Структура потоку представлена в якості контурів швидкості в меридіональному перерізі протічної частини насосу при різних подачах (мал. 5.8).



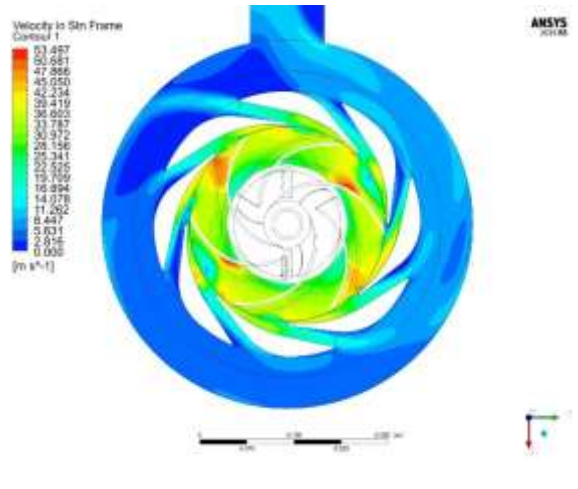
$Q=1,5 Q_{HOM}$



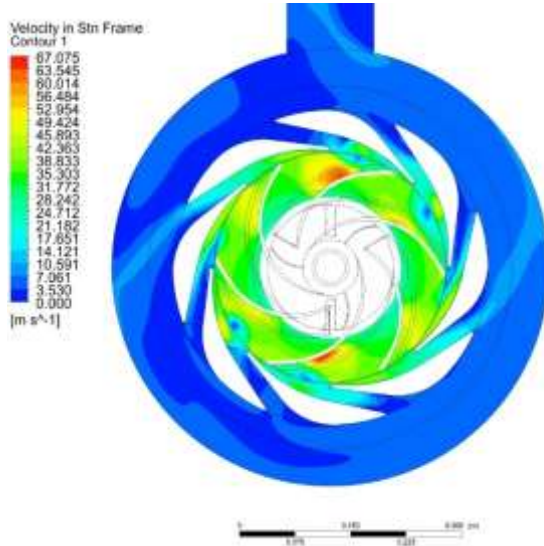
$Q=1,2 Q_{HOM}$



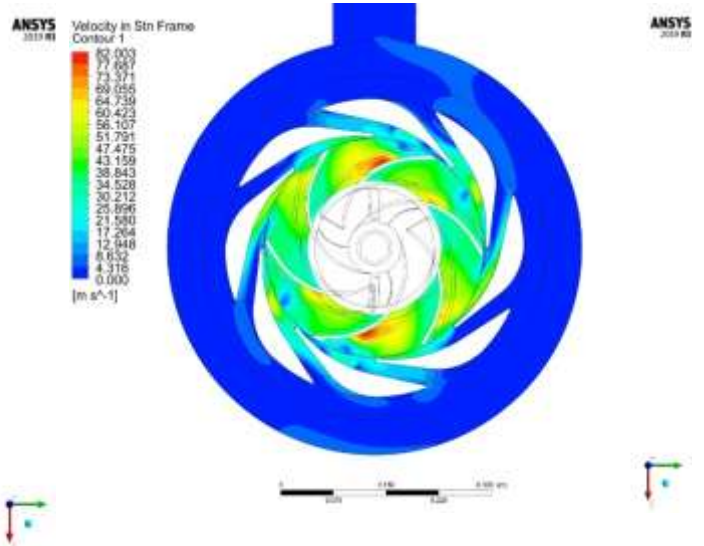
$Q= Q_{HOM}$



$Q=0,8 Q_{HOM}$



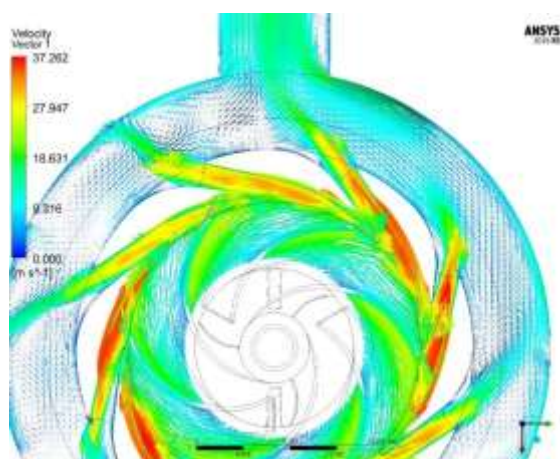
$Q=0,5 Q_{HOM}$



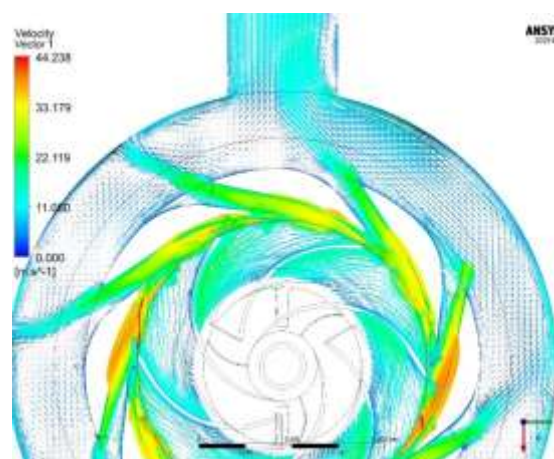
$Q=0,1 Q_{HOM}$

Малюнок 5.8 - Структура потоку представлена в якості контурів швидкості

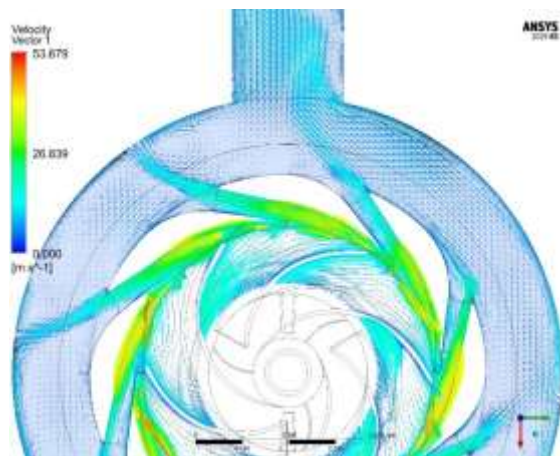
На режимах $Q=0,1Q_{\text{НОМ}} - Q_{\text{НОМ}}$ – помітні локальні вихрові зони по периферії проточної частини.



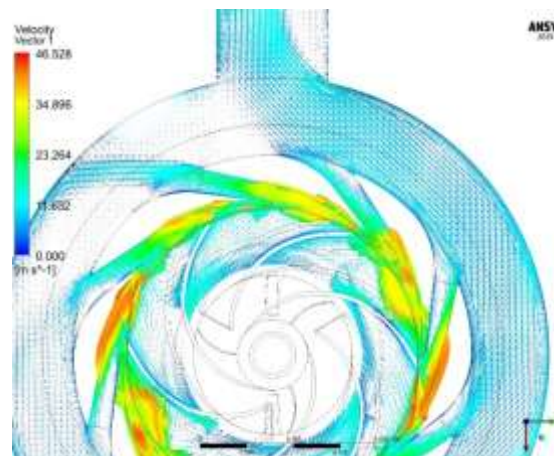
$Q=1,5 Q_{\text{НОМ}}$



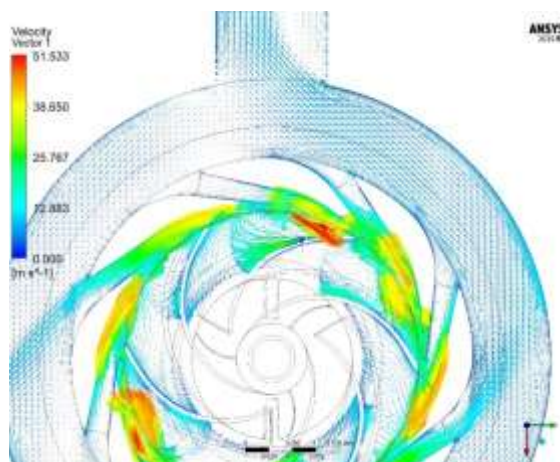
$Q=1,2 Q_{\text{НОМ}}$



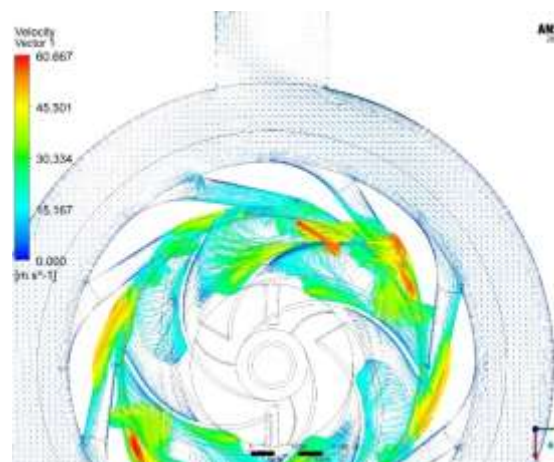
$Q=Q_{\text{НОМ}}$



$Q=0,8 Q_{\text{НОМ}}$

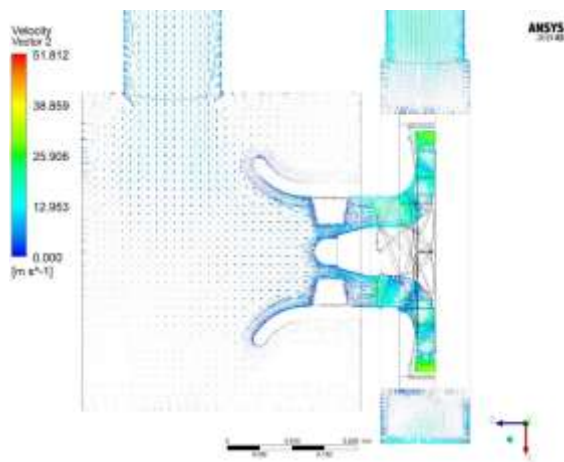


$Q=0,5Q_{\text{НОМ}}$

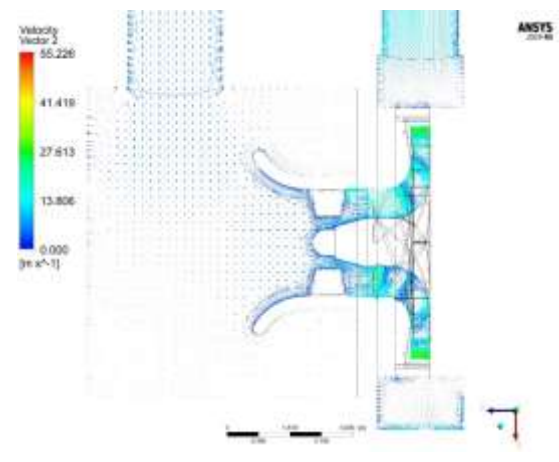


$Q=0,1 Q_{\text{НОМ}}$

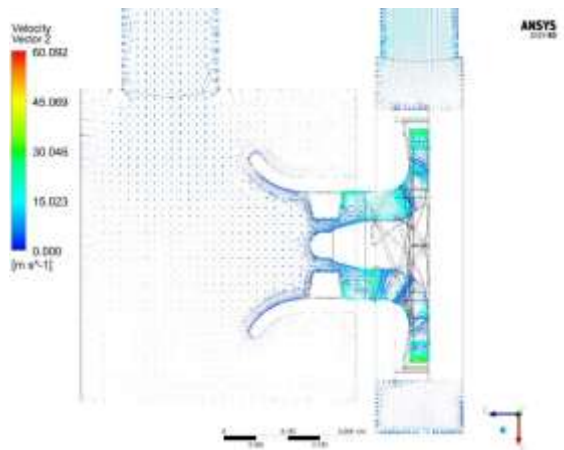
Малюнок 5.9 - Структура потоку представлена в якості векторів швидкості



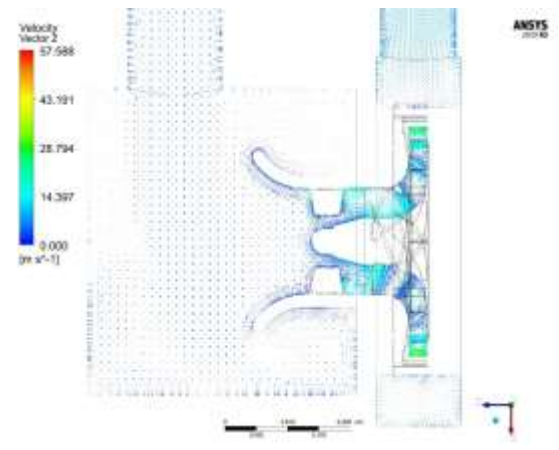
$Q=1,5 Q_{\text{HOM}}$



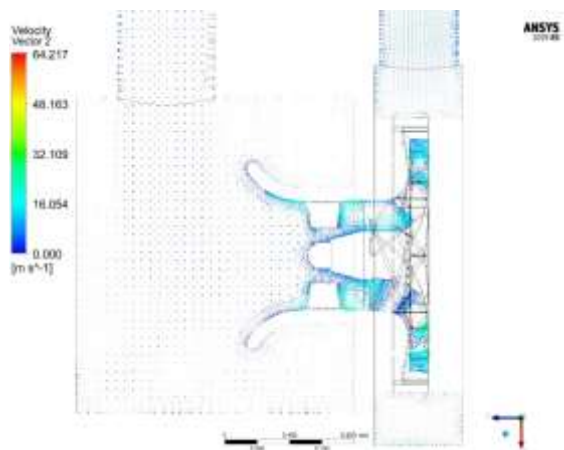
$Q=1,2 Q_{\text{HOM}}$



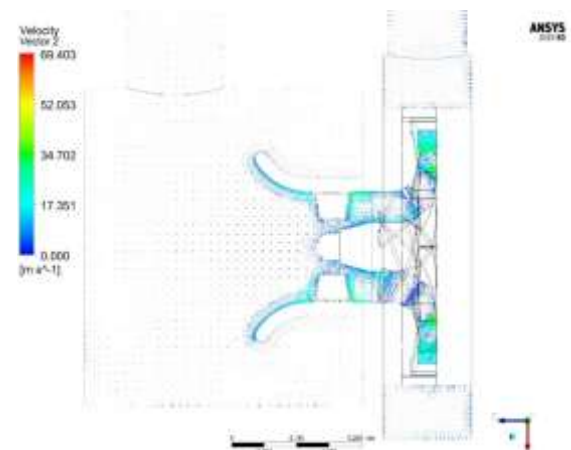
$Q= Q_{\text{HOM}}$



$Q=0,8 Q_{\text{HOM}}$



$Q=0,5 Q_{\text{HOM}}$

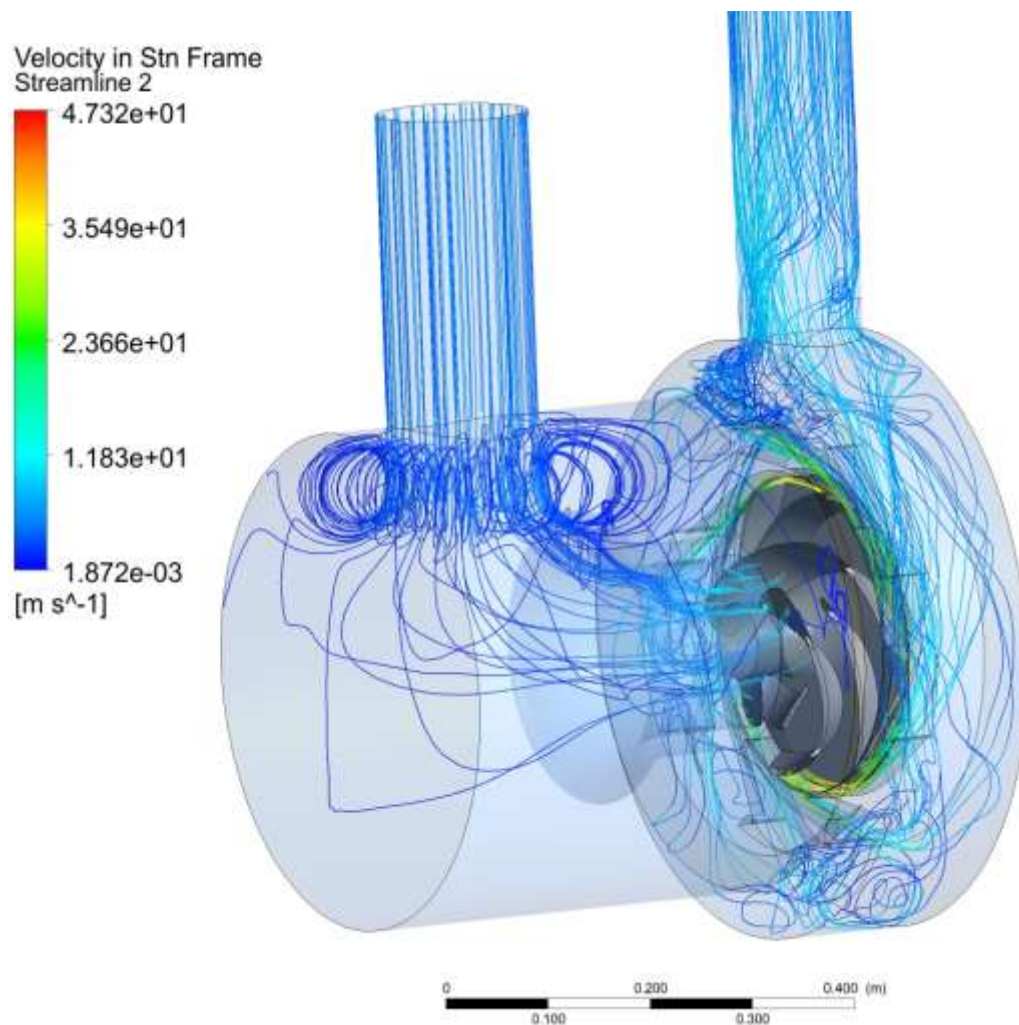


$Q=0,1 Q_{\text{HOM}}$

Малюнок 5.10 - Структура потоку представлена в якості векторів швидкості (меридіанний переріз)

З представленої структури течії видно, що течії рідини в меридіональному напрямку мають вихроутворення на вході до робочого колеса для подач нижче номінального режиму. На номінальному режимі роботи вихор ще не зникає, але суттєво зменшується в розмірах. Отримані дання свідчать про те, що при незначному протіканні рідини ребра встановлені перед робочим колесом, створюють негативне вихроутворення. На режимі роботи вище номінального ці явища зникають.

Представлені на мал. 5.11 ізолінії швидкості в проточній частині підтверджують наявність турбулентного вихрового процесу в підвідній та напірній камерах.



Малюнок 5.11 - Картина течії рідини у проточній частині насоса за результатами чисельного розрахунку CFX.

Висновки

В результаті проведення ЧЕ отримано якісну картину перебігу рідини в проточній частині насоса. Визначено та проаналізовано інтегральні характеристики експериментального насоса. Відпрацьовано геометрію проточної частини.

6. Економічна частина

Розрахунок собівартості насосного агрегату BCV 150-125-315

Собівартість продукції — це сукупність витрат підприємства, пов'язаних із виробництвом і реалізацією продукції, товарів або послуг. Це один із ключових показників у економіці, який відображає, наскільки ефективно підприємство використовує свої ресурси.

Собівартість поділяється на **виробничу** та **повну**.

1. Виробнича собівартість

Це витрати, пов'язані виключно з процесом виробництва:

- Сировина та матеріали: витрати на основні матеріали, напівфабрикати, допоміжні ресурси.
- Енергоресурси: електроенергія, паливо, газ, що використовується для виробництва.
- Заробітна плата працівників: оплата праці основних і допоміжних працівників.
- Амортизація обладнання: знос і обслуговування машин та устаткування.
- Інші виробничі витрати: ремонт, оренда цехів, охорона праці, контроль якості.

2. Повна собівартість

Охоплює виробничу собівартість плюс додаткові витрати, які пов'язані з реалізацією:

- Адміністративні витрати: управлінський персонал, оренда офісів, комунальні послуги.
- Маркетинг та реклама: витрати на просування продукції, участь у виставках тощо.
- Логістика: транспортування, складування, пакування готової продукції.
- Інші витрати: податки, платежі за кредити, страхування.

Важливість визначення собівартості

1. Ціноутворення: визначення мінімальної ціни, нижче якої продаж продукції стане збитковим.
2. Контроль ефективності: аналіз і оптимізація витрат для підвищення прибутковості.
3. Планування: розрахунок бюджету і стратегічний розвиток компанії.

Розраховуємо повну собівартість насосного агрегату.

1. Витрати на основні матеріали:

В таблиці представлена розрахункова вартість складальних одиниць, та окремих деталей

Назва	Вартість, грн
Кронштейн	55 630,00
Патрубок напорний	71 320,00
Патрубок вхідний	79 350,00
Труба розвантаження	9 320,00
Трійник	920,00
Рама	21 300,00
Стійка	5 390,00
Термосифонна система	43 210,00
Стійка Бачка	5 320,00
Болт фундаментный	6 380,00
Торцеве ущільнення	58 080,00
Фіксатор	750,00
Корпус	2 120,00
Проставка	2 500,00
Пробка	170,00
Вал	10 800,00
Колесо робоче	16 416,00
Гайка обтікач	370,00
Апарат спрямовуючий	30 347,00
Кільце щілинне	4 620,00
Фланець	1 150,00

Фланець	1 530,00
Болт	1 300,00
Огородження	1 200,00
Зм	429 493,00

Табл.2

2. Витрати на вироби, що закупаються:

$$Z_{\text{пок}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{пок},i} \cdot N_{\text{пок},i}$$

де $C_{\text{пок},i}$ – оптова ціна і-того типорозміру виробу, що закупаються;

$N_{\text{пок},i}$ – кількість виробів, що закупаються.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 2

Таблиця 3 Витрати, що закупаються

№ п/п	Найменування	Кіль- кість, шт.	Ціна, грн.	Сума, грн
1.	Електродвигун АИМ 280М2	1	168720,00	168720,00
2.	Метизи	1	25900,00	25900,00
3.	Проволока зварювальна	1	2880,00	2880,00
4.	Гумотехнічні вироби	1	2250,00	2250,00
5.	Кран шаровий GENEBRE 316	1	1750,00	1750,00
З пок				201 500,00

3. Транспортні – заготівельні витрати:

$$З_{\text{тр}} = \frac{K_{\text{тр}} \cdot (З_{\text{м}} + З_{\text{пок}})}{100\%},$$

де $K_{\text{тр}}$ – відсоток транспортно-заготівельних витрат, %.

Приймаємо $K_{\text{тр}} = 4\%$. Тоді:

$$З_{\text{тр}} = \frac{4\% \cdot (429493 + 201500)}{100\%} = 25232 \text{ грн}$$

4. Розрахунок заробітної платні працівників виробництва:

$$С_3 = C_{\text{г}} \cdot K_{\text{ср}} \cdot T_{\text{н}} \cdot K_{\text{пр}},$$

де $C_{\text{г}}$ – годинна тарифна ставка першого розряду робочих відрядників з нормальними умовами праці. Визначається за даними заводу-виробника.

Приймаємо $C_{\text{г}} = 60$ грн/год.

$K_{\text{ср}}$ – тарифний коефіцієнт, що відповідає середньому розряду робіт.

Приймаємо $K_{\text{ср}} = 1,33$

$T_{\text{н}}$ – трудомісткість нового виробу, н.год.

$K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, що враховує розмір премії. Приймається $K_{\text{пр}} = 1,4$.

Трудомісткість нового виробу визначається за формулою:

$$T_{\text{н}} = T_{\text{а}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{а}}}\right)^2} \cdot K_{\text{нов}},$$

де $T_{\text{а}}$ – трудомісткість робіт виробу-аналога, н.год. Визначається за даними виробника. В даному випадку $T_{\text{а}} = 150$ (приймаємо найбільший з представлених у [19]);

Q_n, Q_a – відповідно маси проектуємої конструкції та виробу аналогу, т;

$K_{нов}$ – коефіцієнт новизни конструкції, яка проектується. Приймаємо $K_{нов} = 1$.

$$T_n = 150 * \sqrt[3]{\left(\frac{2}{2}\right)^2} * 1 = 150 \text{ н. г.}$$

Тоді заробітна платня:

$$C_3 = 60 * 1,33 * 150 * 1,4 = 16758,00 \text{ грн.}$$

5. Додаткова заробітна платня виробничих працівників, визначається у відсотках від основної заробітної платні. Відсоток додаткової заробітної платні складає 40% від основної заробітної платні виробничих працівників, тобто:

$$C_{дод} = \frac{40\% \cdot C_3}{100\%},$$

$$C_{дод} = \frac{40\% * 16758,00}{100\%} = 6703 \text{ грн.}$$

6. Нарахування на заробітну платню нараховується у відсотках від суми основної та додаткової заробітної платні виробничих працівників та враховує відрахування ПДФО 18%, ЄСВ 22%, ВЗ 1,5% (з 1 січня 2024 року) :

$$C_n = (C_3 + C_{дод}),$$

$$C_n = (16758,00 + 6703) = 23461.$$

C_n		23 461,00
ПДФО	18%	4 222,98
ЄСВ	22%	5 161,42
ВЗ	1,50%	351,92
C_n'		33 197,32

7. Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів визначається в розмірі 40% від основної заробітної платні:

$$C_{\text{інст}} = 0,4 \cdot C_3 ,$$

$$C_{\text{інст}}=0,4*16758=6703,20 \text{ грн.}$$

8. Визначення накладних витрат:

а) витрати по утриманню та експлуатації обладнання:

$$C_{\text{бу}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{бу}}}{100},$$

де $K_{\text{бу}}$ – відсоток витрат по утриманню та експлуатації обладнання до основної заробітної платні. За розрахунками по аналогу $K_{\text{бу}} = 143\%$. [19]

$$C_{\text{бу}} = \frac{16758 \cdot 143\%}{100\%} = 23964 \text{ грн.}$$

б) цехові витрати визначаються у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників за формулою:

$$C_{\text{цв}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{цв}}}{100},$$

де $K_{\text{цв}}$ – відсоток цехових витрат до основної заробітної платні.

Приймаємо $K_{\text{цв}} = 108\%$.

$$C_{\text{цв}} = \frac{16758 \cdot 108\%}{100\%} = 18098,64 \text{ грн.}$$

в) загальновиробничі витрати визначаються у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників:

$$C_{\text{зв}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{зв}}}{100},$$

де $K_{зв}$ – відсоток загальнозаводських витрат до основної заробітної платні. За відсутністю даних приймаємо $K_{зв} = 195\%$.

$$C_{зв} = \frac{16758 \cdot 195\%}{100\%} = 32678,10 \text{ грн.}$$

9. Виробнича собівартість виробу, який проектуємо визначається як сума всіх розрахованих витрат за статтями калькуляції:

$$C_{вир} = 429493 + 201500 + 25232 + 16758 + 6703 + 33197 + 6703 + 23964 + 18098 + 32678 \\ = 794326 \text{ грн.}$$

10. Позавиробничі витрати визначаються у відсотках від виробничої собівартості виробу, який проектуємо і складають 3%:

$$C_{пв} = 0,03 \cdot C_{вир},$$

$$C_{пв} = 0,03 \cdot 794326 = 23829,33 \text{ грн.}$$

11. Повна собівартість виробу:

$$C_{пов} = C_{вир} + C_{пв},$$

$$C_{пов} = 794326 + 23829,33 = 818155,78 \text{ грн.}$$

12. Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуемого виробу:

а) планові накопичення визначають ся з умов рентабельності виробництва до повної його собівартості за формулою:

$$\Pi = \frac{C_{пов} \cdot P}{100},$$

де P – рентабельність виробу, %. У нашому випадку 20%.

$$П = \frac{818155,78 * 20\%}{100\%} = 163631,16 \text{ грн.}$$

б) договірна оптова ціна дорівнює:

$$Ц_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + П,$$

$$Ц_{\text{опт}} = 818155,78 + 163631,16 = 981786,94 \text{ грн.}$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 3.

Таблиця 4 – Планова калькуляція собівартості насосу BCV150-125-315

№	Стаття витрат	Сума, грн.
1.	Сировина та основні матеріали	429493,00
2.	Покупні вироби та напівфабрикати	201500,00
3.	Транспортно-заготівельні витрати	25232,00
4.	Основна заробітна плата	16758,00
5.	Додаткова заробітна плата	6703,00
6.	Нарахування на заробітну плату	33197,00
7.	Витрати на відшкодування зносу спеціальних пристосувань	6703,00
8.	Витрати по утриманню та експлуатації	23964,00
9.	Цехові витрати	18098,00
10.	Загальнозаводські витрати	32678,00
11.	Виробнича собівартість	794326,00
12.	Позавиробничі витрати	23829,33
13.	Повна собівартість	818155,78
14.	Планове накопичення	163631,16
15.	Оптова ціна	981786,94

7. Охорона праці

Новоприйняті працівники обов'язково мають бути ознайомлені з умовами роботи, своїми правами та обов'язками, які вони зобов'язані виконувати. Відповідно до положень Трудового кодексу, всі підприємства, де працюють люди, зобов'язані створювати безпечні та здорові умови праці, які відповідають чинним нормам охорони праці. Будівлі, споруди та інші елементи інфраструктури не повинні нести загрози для здоров'я чи добробуту працівників.

Керівники або уповноважені особи зобов'язані забезпечувати належні умови праці, дбати про екологічну ситуацію, проводити контроль стану здоров'я співробітників, які виконують роботи у шкідливих умовах, та надавати їм спеціальний одяг і засоби захисту від впливу небезпечних речовин. Також необхідно контролювати дотримання норм трудового законодавства, забезпечувати працівникам умови для відпочинку та здійснювати заходи, спрямовані на попередження аварійних ситуацій.

Навчання та інструктаж із питань охорони праці є важливою складовою управлінської системи в цій сфері. Вони проводяться як для учнів і студентів у навчальних закладах, так і для працівників безпосередньо на робочих місцях. Особи, які працевлаштовуються, проходять відповідне навчання з питань охорони праці, включно з інструктажем щодо надання першої допомоги постраждалим під час нещасних випадків і правилами дій у разі аварій чи пожеж.

Організація роботи з охорони праці та вжиття заходів для запобігання виробничим травмам і професійним захворюванням покладається на керівника підприємства. Безпосередню відповідальність за охорону праці, виробничу санітарію та техніку безпеки несе інженер із охорони праці, який звітує перед головним інженером.

Працівники, що виконують роботи підвищеної небезпеки, зобов'язані пройти попереднє навчання та перевірку знань у встановлені терміни. Це стосується, зокрема, обслуговування обладнання підвищеної небезпеки, такого як котли,

компресори, газові установки тощо. Навчання проводиться на робочому місці за програмами, погодженими з органами державного нагляду.

Перед початком роботи кожен працівник проходить інструктажі, які поділяються на вступні, первинні, повторні, позапланові та цільові. Вступний інструктаж проводиться в кабінеті техніки безпеки, а на робочому місці – відповідальною особою з демонстрацією безпечних методів праці. Всі види інструктажів документуються в спеціальних журналах чи контрольних листах.

Ергономіка робочого місця передбачає раціональне розташування обладнання, оптимальне освітлення, гармонійне поєднання кольорів і матеріалів. Правильна організація робочого простору позитивно впливає на продуктивність і комфорт працівників.

До вимог щодо робочих місць належать:

- оптимальна висота та розміри столів, підставок для ніг;
- правильне розташування пристроїв керування;
- відповідність крісел антропометричним параметрам людини, із можливістю регулювання їх положення.

Такі заходи спрямовані на створення безпечних і комфортних умов для працівників, що відповідає загальним принципам охорони праці.

Спинка повинна мати висоту (300 ± 20) мм, ширину щонайменше 380 мм і радіус кривизни горизонтальної поверхні 400 мм. Кут нахилу спинки повинен регулюватися в межах $1,30^\circ$ від вертикального положення. Відстань від спинки до переднього краю сидіння регулюється в діапазоні 260-400 мм.

Фіксовані або знімні підлокітники довжиною не менше 250 мм і шириною 50,70 мм для зняття статичного напруження м'язів верхніх кінцівок, висота від сидіння повинна регулюватися в межах 230,260 мм, а відстань між підлокітниками - в межах 350,500 мм.

Висновки

У магістерській роботі здійснено розробку вертикального моноблочного насоса для перекачування пластової води з параметрами продуктивності $Q=300 \text{ м}^3/\text{год}$ та напором $H=120 \text{ м}$. Вибір конструктивної схеми насоса базувався на потребі оптимізувати роботу насоса для перекачування пластової води, яка містить домішки, органічні речовини та розчинені гази. Для цього було обрано такі технічні характеристики:

- Відцентровий вертикальний одноступеневий моноблочний насос із закритим робочим колесом.
- Матеріал проточної частини — нержавіюча сталь 12Х18Н10Т.
- Подвійне торцеве ущільнення для забезпечення герметичності та захисту від агресивного середовища.
- Виконані розрахунки підтвердили відповідність конструкції заданим параметрам. Було враховано специфіку перекачуваної рідини, зокрема високий вміст мінералізації та механічних домішок, що вимагало спеціалізованого підходу до вибору матеріалів і конструкції.

Результати дослідження

Проведено гідравлічні розрахунки для визначення основних параметрів насоса, зокрема геометричних параметрів робочого колеса.

Здійснено числове моделювання течії рідини у проточній частині за допомогою ANSYS CFX, що дозволило оптимізувати геометрію конструкції.

Виконано оцінку економічної доцільності, яка підтвердила конкурентоспроможність розробки у порівнянні з існуючими імпортними аналогами.

Передбачено заходи з охорони праці та техніки безпеки для забезпечення безпечної експлуатації обладнання.

Практична цінність

Розробка насоса забезпечує:

Зниження залежності від імпортного обладнання шляхом створення вітчизняного аналога, який відповідає сучасним технічним і екологічним вимогам.

Підвищення ефективності перекачування пластових вод із одночасним зниженням експлуатаційних витрат.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до проходження переддипломної практики / укладачі: В. Ф. Герман, В.О.Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2018. – 29 с.
2. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»/ укладачі Е.В. Колісніченко, В.О. Панченко – Суми: СумДУ, 2013-48с.
3. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
4. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
5. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
6. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
7. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
8. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
9. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
10. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
11. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
12. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.
13. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.
14. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.
15. Основи наукових досліджень : навч. посіб. / М. Мальська, Н. Паньків. – Львів : Львівський нац. ун-т ім. І. Франка, 2020. – 226 с.

16. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 322 с.
17. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.
18. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.
19. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
20. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – 553 с.
21. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
22. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.
23. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. І. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
24. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.
25. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ, 2020. – 212 с.
26. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
27. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
28. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
29. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / H. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. – Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
30. Gulich J. F. Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2020. – 1116 p.
31. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group. – 415 p.

32. Методологія наукових досліджень : навч. посіб. / В. І. Зацерковний, І. В. Тішаєв, В. К. Демидов. – Ніжин : НДУ ім. М. Гоголя, 2017. – 236 с.
33. Енергозбереження : навчальний посібник / Краснянський М. Ю. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.
34. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред. : О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
35. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. І. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.
36. Основи енерго- і ресурсозбереження: навчальний посібник / Канюк Г. І., Пугачова Т. М., Без'язичний В. Ф., Близниченко О. М., Шматков Д. І. – Харків: друкарня «Мадрид», 2019. – 230 с.
37. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.