

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 магістра

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розроблення високообертового занурювального насоса ЗН 63-150 для сфери критичної інфраструктури**

Здобувача групи ГМ.м-21

Муштай Максим Валерійович

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

Підпис

Максим МУШТАЙ

Керівник
доцент каф. ПГМ,
канд. техн. наук, доцент Владислав КОНДУСЬ

Підпис

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 8.131.00.01 - Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика

Затверджую
завідувач кафедри

_____ М.І. Сотник
" ____ " _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Муштай Максим Валерійович

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема: **Розроблення високообертового занурювального насоса ЗН 63-150 для сфери критичної інфраструктури**

затверджена наказом по університету від " ____ " _____ 2023 р. № ____

2. Термін здачі 21 грудня 2023 р.

Вихідні данні : подача – 63 м³/год; напір – 150 м;
синхронна частота обертання n = 6000 об/хв;
густина рідини 1050 кг/м³

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити): збір, обробка, систематизація і науковий аналіз інформації та спеціальної літератури за темою роботи; чисельне дослідження течії у проточній частині насоса; розробка розрахункової моделі та аналізування результатів чисельного дослідження; експлуатаційні розрахунки, які підтверджують працездатність і надійність насоса (*розрахунки гідродинамічних сил, що діють на ротор; розрахунок розвантажувального пристрою для розвантаження осьової сили;*); виконання завдань по охороні праці.

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): складальні креслення – насос, ротор; теоретичне креслення – робоче колесо; робоче креслення – робоче колесо, апарат направляючий.

| № | Найменування етапів роботи | Термін виконання етапів роботи | Примітка | |
|----|--|----------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|
| 1 | Загальна відомості щодо роботи насосів у системах водозабезпечення | до 06.11.2023 | консультант – керівник роботи | |
| 2 | Вибір конструктивної схеми насоса | | | |
| 3 | Опис конструкції обраного насоса | | | |
| 4 | Виконання розділу з охорони праці | до 13.11.2023 | | |
| 5 | Виконання економічного розділу | | | |
| 6 | Оформлення звіту з практики | | | |
| 7 | Конструктивні розрахунки проточної частини насоса | до 17.11.2023 | | |
| 8 | Складальне креслення насоса | до 20.11.2023 | | |
| 9 | Розрахунки гідродинамічних сил, що діють на ротор | до 22.11.2023 | | |
| 11 | Розрахунки на міцність | | | |
| 12 | Розрахунки розвантажувального пристрою для розвантаження осьової сили | | | |
| 13 | Креслення робочого колеса | до 27.11.2023 | | |
| 14 | Креслення корпусу | до 01.12.2023 | | |
| 15 | Створення 3D моделі проточної частини насоса. Виконання числового розрахунку | до 11.12.2023 | | консультант – Лобуренко М.В. |
| 17 | Робоче креслення апарату направляючого | до 15.12.2023 | | |
| 18 | Робоче креслення ротора насоса | до 18.12.2023 | | |
| 19 | Оформлення РПЗ та графічних матеріалів | до 21.12.2023 | | |
| 20 | Захист роботи | з 26.12.2023 до 29.12.2023 | | |

Дата видачі завдання "01" листопада 2023 р.

Студент _____
(підпис)

Муштай М.В.

Керівник роботи _____
(підпис)

Кондусь В. Ю.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 92 с., рисунків 42, таблиць 3, літературних джерел 16.

Тема роботи: «Розроблення високообертового занурювального насоса ЗН 63-150 для сфери критичної інфраструктури».

Графічні матеріали:

Аркуші А1: Складальне креслення насоса

Аркуші А2: Корпус секції

Аркуші А3: Напрямний апарат

Аркуші А4 х3: Робоче колесо

Відповідно до поставленої теми було:

- проведено аналіз літературних джерел
- проведено проектування проточної частини насоса, за якими були побудовані креслення та 3D модель насоса;
- проведені розрахунки на міцність;
- виконані розрахунки для вибору електродвигуна;
- розроблені складальне креслення насоса та основних елементів його конструкції, робочі креслення деталей насосу.

У розділі з охорони праці було розглянуто: захист від дії вібрації на організм людини.

У економічному розділі було розглянуто: структура управління підприємством.

Ключові слова: БАГАТОСТУПЕНЕВІ НАСОСИ, ЗНА, НАСОСИ ВІДЦЕНТРОВІ, НАСОС, ВИСОКООБЕРТОВІ НАСОСИ.

Зміст роботи

| | |
|--|----|
| Вступ | 7 |
| 1. Загальні відомості щодо роботи насосів у системах водозабезпечення . | 9 |
| 2. Вибір конструктивної схеми насосного агрегату. | 13 |
| 2.1 Огляд типових занурювальних насосних агрегатів. | 13 |
| 2.2 Основні конструктивні особливості, які будуть використовуватись в ЗНА 63-150. | 15 |
| 3. Опис конструкції обраного насоса..... | 17 |
| 4. Охорона праці | 21 |
| 5.Економічний розділ | 26 |
| 6.Конструктивні розрахунки проточної частини насоса | 31 |
| 6.1Розрахунок та проектування робочого колеса (РК)..... | 31 |
| 6.1.1Проектування меридіонального перерізу | 49 |
| 6.1.2 Профілювання лопаті | 52 |
| 6.2Розрахунок та проектування напрямного апарату (НА)..... | 54 |
| 7.Розрахунки гідродинамічних сил, що діють на ротор | 61 |
| 8.РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ КОНСТРУКТИВНИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСА | 65 |
| 8.1Розрахунок на міцність деталі стяжки секцій насоса..... | 65 |
| Вихідні дані..... | 65 |
| 8.2 Розрахунок зварного шва деталі стяжки секцій насоса..... | 66 |
| 8.3 Розрахунок шпонкових з'єднань валу насоса | 68 |
| 8.3.1 Розрахунок шпонок для з'єднання робочого колеса і валу насоса | 71 |

| | | | | | | | | |
|-----------|---------|----------|--------|------|---|---------------|------|--------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | Насос ЗН 63-150 Пояснювальна записка | Лім. | Лист | Листів |
| Розроб. | Муштай | | | | | 5 | 90 | |
| Перев. | Кондусь | | | | | | | |
| Реценз. | | | | | | | | |
| Н. Контр. | Кондусь | | | | | СумДУ ГМ.М-21 | | |
| Затверд. | | | | | | | | |

| | |
|--|----|
| 8.3.2 Розрахунок шпонки для з'єднання гідроп'яти і валу насоса..... | 73 |
| 8.4 Розрахунок на кручення валу насоса..... | 74 |
| 8.4.1 Результати розрахунків для перерізу А-А | 78 |
| 8.4.2 Результати розрахунків для перерізу Б-Б..... | 79 |
| 9. Розрахунки розвантажувального пристрою для розвантаження осьової сили | 80 |
| 10. Побудова розрахункової сітки | 81 |
| 10.1 Побудова розрахункової моделі | 83 |
| 10.2 Створення розрахункової моделі в CFX-Pre | 84 |
| 10.3 Виконання розрахунку та отримання результатів | 86 |
| 10.4 Аналіз результатів | 89 |
| Висновок | 90 |
| Список використаної літератури..... | 91 |

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 6 |

Вступ

Мета роботи – розроблення конструкторських рішень і компоновочних схем параметричного ряду високооберткових енергоефективних занурювальних насосів (ЗН) та створення ЗН з підвищеним технічним рівнем, зменшеними масогабаритними параметрами, для організації їх виробництва на підприємствах України в рамках стратегії імпортозаміщення та відновлення критичної інфраструктури.

Розробка цього насосу відбувається в рамках договору № 167/0096, укладеного 01.08.2023 року. Цей договір передбачає "Розробку проектно-конструкторських рішень і компоновочних схем параметричного ряду високооберткових енергоефективних свердловинних насосів для потреб підприємств сфери критичної інфраструктури" з участю Національного фонду досліджень України.

Методи дослідження. Аналітичні дослідження стосовно концептуальних технічних рішень, базових питань моделювання, розрахунків, досліджень. Математичні дослідження гідродинамічних процесів аналітичними методами. Дослідження процесів та об'єктів CFD-методами обчислювальної гідродинаміки, синтез активної частини та конструкції насосу методами 3D моделювання. Експериментальні дослідження проведено методами фізичних моделювань натурних макетів/прототипів елементів проточної частини із застосуванням методик планування експерименту та математичних методів оптимізації.

Розвинуто науково-теоретичні основи розроблення комплексної системи збирання й опрацювання техніко-економічної інформації для забезпечення раціонального вибору технічних рішень, структурних схем насосних агрегатів, що працюють в системах водозабезпечення об'єктів критичної інфраструктури.

Розроблено технічне завдання на насос. Розроблено ескізний проект насоса. Розроблено 3D моделі елементів проточної частини насоса. Проведено

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 7 |

числові експерименти робочого процесу з використанням розроблених 3D моделей. Проведено коригування 3D моделей елементів проточної частини насоса за результатами числового експерименту. Виконано розрахунки на міцність, вібростійкість деталей та елементів насоса. Розроблено технічний проект насоса. Виконано перевірочні розрахунки на міцність вібростійкість окремих деталей та елементів насоса. Виконано коригування технічного проекту та окремих елементів (деталей) насоса.

Розроблено остаточний варіант технічного проекту насоса, виготовлено комплект документації технічного проекту насоса.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 8 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

1. Загальні відомості щодо роботи насосів у системах водозабезпечення

Система водопостачання — це комплекс інженерних споруд, призначених для забору води з вододжерел, її очищення (за потреби), зберігання та подачі до пункту споживання.

Системи водопостачання класифікуються за декількома ознаками.

За призначенням системи водопостачання можна поділити на:

- Господарсько-питні, які призначені для постачання води на господарські та питні потреби населення та працівників промислових підприємств.
- Виробничі, які подають воду на виробництво.
- Протипожежні, які забезпечують водопостачання для гасіння пожежі.
- Об'єднані системи водопостачання, такі як господарсько-протипожежні, виробничо-протипожежні або господарсько-виробничо-протипожежні.

У містах та населених пунктах найчастіше будують комбіновані господарсько-питні водопроводи, які також можуть служити для задоволення потреб промислових підприємств. При великих обсягах води промислові підприємства можуть мати свої власні водопровідні системи, які забезпечують підприємство водою як з зовнішніх джерел (міський магістральний водопровід), так і з місцевих джерел - поверхневих та підземних. В такому випадку системи водопостачання враховують господарсько-питні, виробничі та протипожежні потреби. Придається перевага об'єднанню протипожежного водопроводу з господарським, а не з виробничим, оскільки виробнича водопровідна мережа не завжди присутня на кожному об'єкті підприємства. Крім того, для деяких технологічних процесів необхідно подавати воду під певним тиском, який може змінюватися під час пожежегасіння, що може викликати аварії. Тому пожежні гідранти найчастіше розташовують на господарсько-протипожежних водопроводах. При необхідності гідранти можна встановлювати і на господарських водопроводах, якщо обсяги води для гасіння пожежі значно менше господарсько-питних потреб. Окремі

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 9 |

протипожежні водопроводи пристосовують на найбільш пожежонебезпечних об'єктах, таких як підприємства нафтохімічної та нафтопереробної промисловості, склади нафти та нафтопродуктів, лісосільські господарства, сховища зріджених газів та інші.

За кількістю об'єктів обслуговування водопроводи класифікуються на такі типи:

– централізовані водопроводи – це системи, які обслуговують велику кількість об'єктів і мають центральний вузол або декілька центральних вузлів подачі води. Зазвичай вони використовуються для міст та великих населених пунктів, де потрібно забезпечити ефективне та масове водопостачання.

– місцеві водопроводи – системи що обслуговують обмежену кількість об'єктів і мають місцеві джерела води, які подають воду безпосередньо до відповідних об'єктів. Такі водопроводи можуть бути використані для окремих будинків, комплексів або невеликих груп об'єктів.

– групові водопроводи – ці системи які об'єднують кілька об'єктів, таких як будинки чи підприємства, і забезпечують спільне водопостачання для цієї групи. Групові водопроводи можуть бути використані у ситуаціях, де об'єкти розташовані близько один до одного та можуть спільно користуватися однією системою водопостачання.

– зонні водопроводи – ці системи встановлюються для певних зон або районів. Забезпечуючи водопостачання для визначеної території, зонні водопроводи можуть включати як централізовані, так і розподілені джерела води.

За тиском водопроводи поділяються на водопроводи:

- низького тиску,
- високого тиску.

В мережі низького тиску необхідно мати вільний напір, що рівний або більший за 10 метрів на рівні поверхні землі, особливо на пожежних гідрантах.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 10 |

Для створення необхідного тиску на пожежному стволі, щоб забезпечити гасіння пожежі, використовують пересувні пожежні автонасоси.

У системах високого тиску можна подавати воду до місця пожежі безпосередньо через гідранти, при цьому необхідний напір у мережі та біля стволів забезпечується за допомогою стаціонарних пожежних насосів, які встановлюють у спеціальних насосних станціях.

За видом вододжерела системи водопостачання можуть влаштовуватися:

- з забором води з поверхневих джерел,
- з забором води з підземних джерел,
- зі змішаними джерелами водопостачання.

За способом подачі води водопроводи можуть бути:

- напірні (із подачею води насосами),
- самотічні (при розміщенні вододжерела на висоті, що забезпечує природне водопостачання споживачів).

Організація свердловин для видобутку води включає низку характеристик, які визначають продуктивність і надійність водопостачальної системи. На зазначеній схемі (рис 1.1) представлено структуру свердловини.

Діаметр свердловини – умовний діаметр бурової свердловини, який дорівнює діаметру долота.

Глибина свердловини – відстань між устям та забоєм по осі свердловини.

Статичний рівень води – це відстань від поверхні ґрунту до статичного рівня води у свердловині у спокійному стані без використання.

Динамічний рівень води – це рівень води під час експлуатації свердловини, який залежить від обсягів споживання води та інших факторів.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 11 |

2. Вибір конструктивної схеми насосного агрегату.

2.1 Огляд типових занурювальних насосних агрегатів.

На малюнку 2.1 показана структурна схема насосного агрегату ЕЦВ 6-10-140. ЕЦВ складається з герметичного електродвигуна та багатоступеневого насоса. Ступені цього насоса розташовані на підставці 16 і закріплені за допомогою стяжок 3. Електродвигун прикріплений до зворотного боку основи насоса. Секція насоса включає обойму 7, де розташовані кільця 8 та відвід лопатковий 6; робочі колеса 9, закріплені на валу за допомогою шпонки 12; втулки 10, що фіксують робочі колеса на валу між собою. Гумотехнічні підшипники використовуються для опори зверху та знизу. Головка та зворотний клапан насоса 1 прикріплені до верхнього підшипника 4, розташованого в корпусі 5. На головці є конічна різьба для підключення насоса та водопідйомної колони. Вода, яка перекачується, використовується для змащення підшипників. Шпонки 17, 13 та муфта 15 з'єднують нижній кінець валу насоса з хвостовиком ротора електродвигуна. Регуляторні шайби 14 встановлюються між хвостовиком та валом для визначення необхідного зазору між робочим колесом та направляючим апаратом. Ротор насоса електродвигуна є короткозамкненим. У корпусі статора електродвигуна 20 розташовані два підшипникових щита: 19 та 20. Крім того, кільце 25, прикріплене до днища 30, містить компоненти осьового упорного підшипника. У кожному щиті знаходяться два підшипники 21.

Пакет пластин магнітопровода 22, що вбудований у корпус статора, виступає основою для розташування обмоток статора. Обмоточний провід із поліетиленовою ізоляцією використовується для оцінки якості обмотки статора, а його ізоляція дозволяє електродвигуну працювати навіть при повному зануренні у воду. Для виводу кінців обмоток використовується занурювальний кабель 18.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 13 |

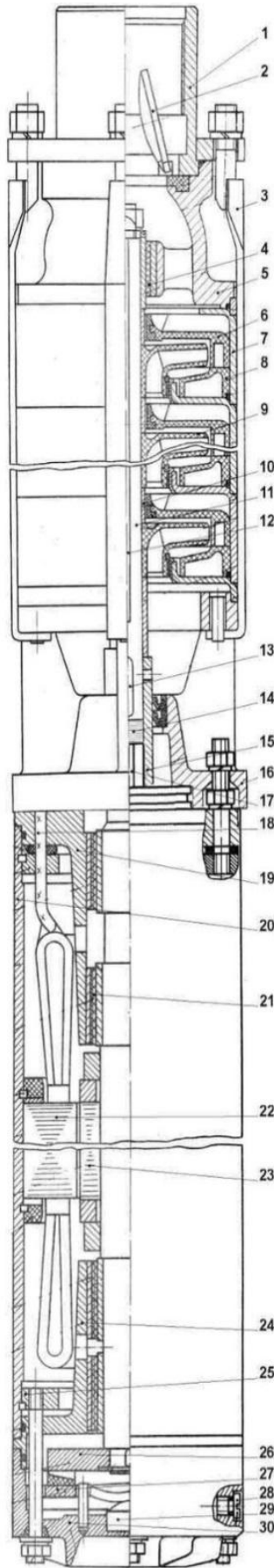


Рисунок 2.1 – Конструкція насосного агрегату ЕЦВ 6-10-140

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 14 |

Ротор 23 має "білячу клітку" з мідних або алюмінієвих провідників. Шпонка та стопорне кільце п'яти 26 закріплені на нижньому кінці ротора. Підшипниковий упорний вузол, створений під'ятником 27 та п'ятою, використовується для поглиблення осьових гідравлічних сил і ваги ротора електродвигуна насоса. Пробка 28, розташована у днищі двигуна, використовується для виливання води. Перед установкою насоса у свердловину слід заповнити свердловину водою. Вода служить для змащування підшипників та охолодження статора.

2.2 Основні конструктивні особливості, які будуть використовуватись в ЗНА 63-150.

Ступені насоса та їх закріплення:

Закріплення ступенів насоса на підставці виконуватиметься за допомогою стяжок, аналогічно до конструкції, згаданої раніше (ЕЦВ 6-10-140). Надійне закріплення ступенів є важливою складовою для забезпечення ефективної роботи насосного агрегату.

Для ефективного відведення рідини будуть використовуватися направляючі апарати, які направляють рідину у визначений шлях. Це сприяє оптимальному руху рідини через насосний агрегат і забезпечує ефективну роботу системи.

З'єднання валу насоса та хвостовика електродвигуна:

Для передачі руху від електродвигуна до насоса буде використовуватися муфта, яка з'єднує вал насоса з хвостовиком електродвигуна. Це з'єднання відіграє ключову роль у забезпеченні ефективної та надійної роботи всього агрегату.

Електродвигун буде закріплений на зворотному боці основи насоса. Таке положення сприяє ефективному використанню простору і забезпечує зручний доступ до електродвигуна для обслуговування та ремонту.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 15 |

Підшипникові вузли, вузли ущільнення, гідроп'ята:

Один із найбільш складних компонентів у свердловинних насосах для витягування води - це вузол, який розвантажує осьові сили, які можуть досягати значних величин, від декількох тисяч до десятків тисяч Ньютонів, і діють на робочі колеса. Існує кілька методів розвантаження, таких як поступове механічне та гідравлічне розвантаження, але найбільш поширеним є використання осьового підшипника ковзання. Його часто розташовують у двигуні, який наповнений чистою рідиною, такою як дистильована вода або розчин гліцерину, для поліпшення умов роботи пари ковзання.

З урахуванням збільшення відносної швидкості ковзання при зростанні частоти обертання, що призводить до збільшення PV-фактора, що характеризує навантаження на осьовий підшипник, використання пари ковзання у високообертovому насосі може бути неефективним, оскільки це значно погіршить показники надійності.

Гідроп'ята, яка має гарантований зазор між елементами, відрізняється високою надійністю та довговічністю, а також забезпечує повністю зрівноважені осьові зусилля, уникнувши необхідності використання додаткових підшипників ковзання для компенсації "залишкових сил". Важливою є можливість жорсткого з'єднання роторів двигуна і насосу в осьовому напрямку для передачі осьових зусиль на гідроп'ятку, що дозволяє уникнути використання осьових підшипників.

Отже, для вирішення проблеми розвантаження осьових зусиль у свердловинних насосах для підняття води, гідроп'ята є ефективним рішенням, забезпечуючи високі показники надійності та довговічності.

Використання комбінації опорних підшипникових вузлів із шпаринними ущільненнями проточної частини дозволить усунути потребу у використанні підшипників ковзання та значно знизить вартість конструкції насоса.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 16 |

3. Опис конструкції обраного насоса

Опис конструкції насоса ЗН 63-150(див. рис. 3.1)

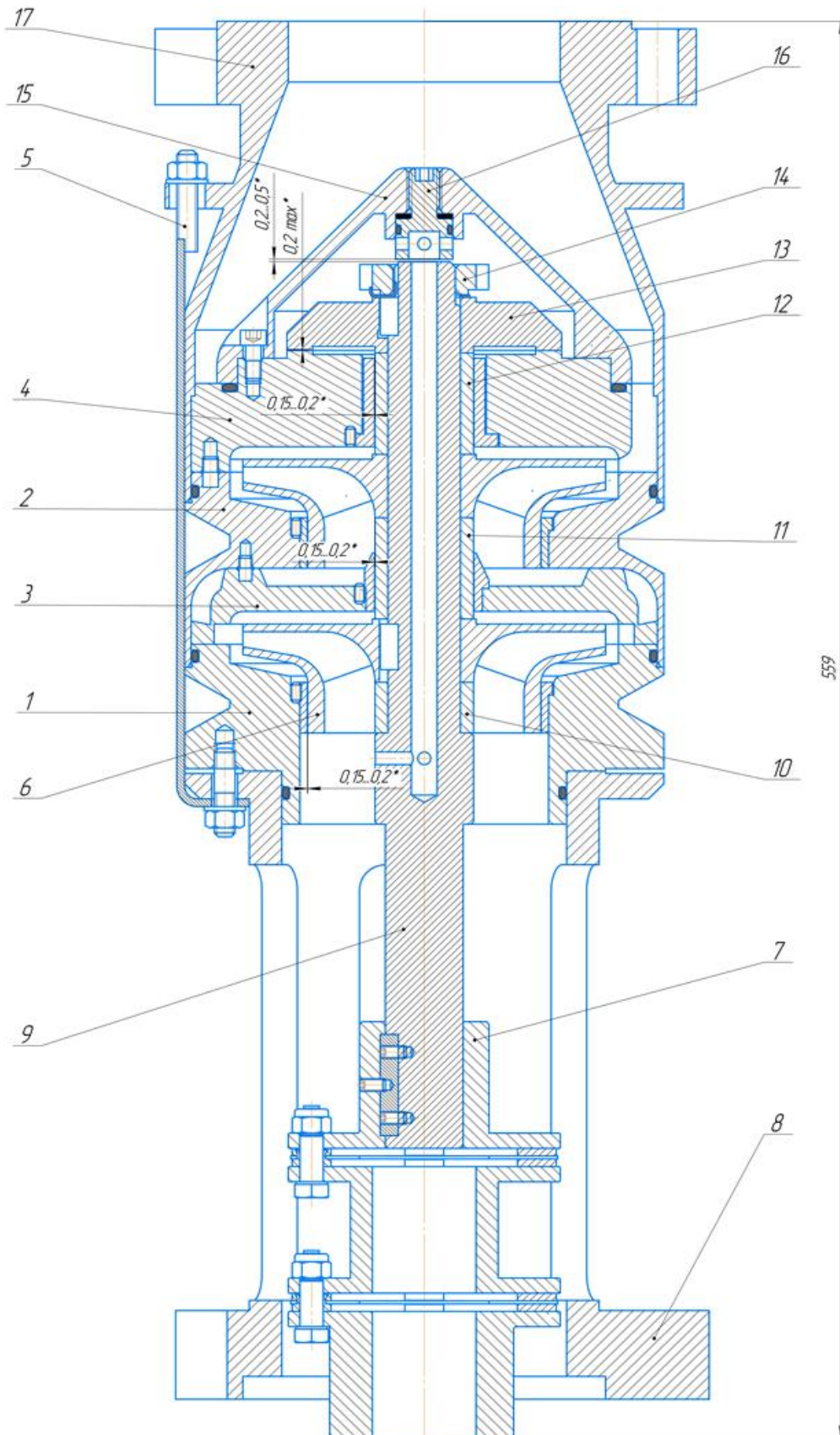


Рис. 3.1 Схема насоса ЗН 63-150

| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата |
|-------|------|---------|--------|------|
| | | | | |

ЗН.00.01.00.00 ПЗ

Арк.

17

Таблиця 3.1 Деталі насоса ЗН 63-150

| | |
|----|---------------------|
| 1 | Корпус секції |
| 2 | Корпус секції |
| 3 | Напрямний апарат |
| 4 | Напрямний апарат |
| 5 | Стяжка |
| 6 | Робоче колесо |
| 7 | Муфта |
| 8 | Ліхтар |
| 9 | Вал |
| 10 | Втулка |
| 11 | Втулка міжступенева |
| 12 | Втулка гідроп'яти |
| 13 | Гідроп'ята |
| 14 | Гайка |
| 15 | Обтікач |
| 16 | Упор |
| 17 | Напірний патрубок |

Центральною частиною ротора є вал, який виготовлений з вуглецевої нержавіючої термообробленої сталі. На цьому валу розташовані робочі колеса, диск гідроп'яти, привідна напівмуфта та ряд допоміжних деталей, таких як втулки міжступеневих безконтактних ущільнень, радіальна шпарина гідроп'яти, проміжні втулки, гайка. Елементи ротора, які відчувають крутний момент, з'єднані з валом за допомогою шпонок. Усі втулки виготовлені з вуглецевої нержавіючої сталі. Втулки ущільнень оброблені об'ємним загартуванням або покриті поверхневим шаром по зовнішньому діаметру. Те ж саме стосується торцевої поверхні диска гідроп'яти, яка утворює робочий осьовий зазор. Свердління у валу служать для перенесення рідини з виходу

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 18 |

гідроп'яти у вхідну порожнину. Традиційне рішення з перехідною трубою в даному випадку неприйнятне через обмежені габарити.

Робочі колеса можуть бути виготовлені з латуні або нержавіючої сталі. Досвід експлуатації підтверджує високу стійкість цих конструкційних матеріалів до ерозійного зносу. В експериментальному зразку колеса складаються з основного диску з фрезерованими лопатями та покривного диску, який зварюється по двох точках на кожну лопать. Така технологія підвищує гідравлічний ККД насосу та значно знижує шорсткість проточної частини. Оскільки високообертівий насос має малу кількість ступенів, витрати на фрезеровані робочі органи будуть значно нижчими, ніж підвищення енергоефективності. Втулки передніх ущільнень робочих колес напресовані, щоб запобігти зносу та задиранню. Прямокутні шпонки передають обертовий момент на колеса.

З'єднувальна муфта – дворядна пластинчастого типу. Така муфта ефективно компенсує осьові та кутові зсуви ротора при гранично високій жорсткості у радіальному напрямку, яка необхідна для забезпечення динамічної сталості ротора. Функції прямокутної шпонки включають передачу крутного моменту та осьову фіксацію напівмуфти. Це досягається за допомогою гвинтів, які кріплять шпонку до валу, а напівмуфту до шпонки. Диск п'яти кріпиться на валу за допомогою гайки.

Основу статорної - корпусної групи становлять дві секції з встановленими в них направляючими апаратами. Апарати є фрезерованими та виготовлені з нержавіючої сталі. Корпусна деталь «ліхтар» з боку двигуна служить основою для електродвигуна та є частиною вхідного сітчастого фільтра насосу. Вікна фільтру також дозволяють монтувати з'єднувальну муфту. З боку напірного трубопроводу є корпусна деталь з напірним фланцем. У цій частині встановлений щит гідроп'яти, до якого приєднані втулки подушки та радіальна шпарина п'яти. Крім того, є конусоподібна кришка «обтікач», яка дозволяє відокремити вихідну порожнину гідроп'яти від напірної магістралі.

| | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | 19 |

При проектуванні вісь ротора повинна бути строго перпендикулярна та паралельна радіальній втулці та подушки гідроп'яти. У кришці встановлено транспортний гвинт, який закріплює ротор, що запобігає пошкодженню робочих поверхонь під час переміщення насосу. Крім того, в статорній групі встановлені зносостійкі втулки в передніх міжступінних ущільненнях і шпаринах гідроп'яти. Корпус виготовляється з вуглецевої або нержавіючої сталі.

Корпусні частини насосу з'єднані в одну конструкцію за допомогою чотирьох стяжок зі сталевієї полоси з привареними різьбовими накінечниками.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 20 |

4. Охорона праці

Захист від дії вібрації на організм людини.

Щоб захистити людину від шкідливого впливу вібрації на виробництві, можна використовувати різноманітні заходи, які розділяються на технічні, організаційні та лікувально-профілактичні, а також колективні та індивідуальні.

До технічних заходів відноситься:

- Зниження вібрації на джерелі її виникнення, що може включати вибір кінематичних і технологічних схем на етапі проектування для зменшення динамічних навантажень в устаткуванні та інше.

- Зменшення діючої вібрації на шляху розповсюдження від джерела виникнення за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

До організаційних заходів належать:

- Організаційно-технічні заходи, такі як своєчасний ремонт і обслуговування обладнання згідно з технологічними регламентами, контроль рівнів вібрації та дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням.

- Організаційно-режимні заходи, такі як забезпечення відповідного режиму праці та відпочинку, обмеження залучення осіб молодше 18 років до вібраційних робіт та інше.

До лікувально-профілактичних заходів відносять:

- Періодичні медичні огляди.

- Лікувальні процедури, такі як фізіологічні процедури, вітамінно- та фітотерапія.

Одним з основних напрямків захисту від впливу вібрацій є використання конструктивних методів для зменшення вібраційної активності машин та механізмів. Це може бути досягнуто шляхом зменшення діючих змінних сил у конструкції та модифікації її параметрів, таких як жорсткість, приведена маса, сила тертя, а також використання демпферних пристроїв.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 21 |

Для спрощеного випадку, коли система має один ступінь свободи та діюча сила має гармонійний характер, можна проаналізувати рівняння коливань.

Таке рівняння має вигляд:

$$m \left(\frac{dv}{dt} \right) + \mu \left(\frac{dx}{dt} \right) + qx = F_m \sin(\omega t), \quad (4.1)$$

де m – маса системи, кг;

q – жорсткість пружини, Н/м;

x – коливальне зміщення пружини, м;

μ – коефіцієнт тертя;

F_m – діюча сила, Н;

ω – кругова частота діючої сили, рад/с;

dv/dt – поточне значення прискорення коливань, м/с²;

dx/dt – поточне значення швидкості коливань, м/с.

Розв'язання цього рівняння відносно амплітуди швидкості (v_m) коливання дає:

$$v_m = \frac{F_m}{\sqrt{\mu^2 + \left(m\omega - \frac{q}{\omega} \right)^2}}, \quad (4.2)$$

де v_m – амплітудне значення віброшвидкості, м/с.

Аналіз рівняння 4.2 підкреслює, що ефективні методи боротьби з вібрацією машин включають зменшення вібрацій на джерелі виникнення, відстроювання від резонансних режимів, вібродемпфування та динамічне гасіння. Зменшення вібрацій на джерелі виникнення може бути досягнуте вирівнюванням мас, заміною ударних технологій на безударні та використанням спеціальних видів зчеплення у приводах машин. Відстроювання від резонансних режимів включає раціональний вибір приведеної маси або жорсткості системи та зміну частоти збуджувальної сили. Вібродемпфування полягає в збільшенні механічних втрат поблизу режимів резонансу за допомогою матеріалів з великим внутрішнім тертям та шарів пружно-в'язких матеріалів. Динамічне

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 22 |

Принциповою метою пружини 3 є ізоляція від низькочастотних коливань, тоді як гумова прокладка 1 служить для ізоляції від високочастотних вібрацій.

Інший простий за конструкцією тип віброізолятора (рис. 4.1, б) включає гумовий брусок 2, розміщений між металевими пластинами 1 і 3, які можуть бути приклеєні до бруска. Висоту H обирають враховуючи потрібний статичний стиск, забезпечуючи стійкість та міцність гумового бруска 2, а розмір металевої пластини 1 визначається допустимим навантаженням на один віброізолятор.

На рисунку 4.1, в представлено чашковий віброізолятор, що складається з гумової втулки 1, закріпленої на металевому держаку 2. Зазвичай цей тип віброізолятора використовується у приладах.

Взагалі гумові та гумово-металеві віброізолятори застосовуються широко і мають різноманітні модифікації. До переваг гумових віброізоляторів відносять простоту конструкції та низьку вартість, а до недоліків – швидке старіння гуми, чутливість до руйнування від нафтопродуктів і невисоку ефективність захисту від низькочастотних вібрацій.

У деяких випадках використовуються пневматичні або гідравлічні віброізолятори. Ефективність віброізоляції залежить від відношення частоти збудження (f_3) та власної частоти (f_0) коливань системи. Віброізолятори можуть знижувати коефіцієнт передачі динамічних сил на об'єкт, що захищається, тільки за умови $(f_3/f_0) > \sqrt{2}$.

Коефіцієнт передачі (КП) визначає, як відноситься сила, що діє на об'єкт у наявності гнучкого зв'язку (віброізолятора), до сили без такого зв'язку під час гармонійних коливань.

$$K_n = \frac{1}{\left(\left(\frac{f_3}{f_0}\right)^2 - 1\right)} \quad (4.3)$$

Оптимальні умови для віброізоляції досягають за КП=1/8...1/15.

| | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | 24 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | |

Віброізоляцію людини можна забезпечити, наприклад, за допомогою віброзахисних крісел, віброізоляційних кабін та платформ.

Якщо технічні заходи не дозволяють знизити рівень вібрації до безпечних норм, то працівникам можуть бути надані засоби індивідуального захисту (ЗІЗ). Ці засоби можуть бути використані для захисту як всього тіла, так і окремих частин, таких як руки та ноги. Наприклад, віброізолюючі рукавиці та взуття можуть використовувати пружні прокладки для захисту працівників від впливу високочастотної місцевої вібрації. Однак їх ефективність може бути обмеженою через обмежену товщину прокладок, яка не завжди може забезпечити ефективний захист від низькочастотної вібрації, а на високочастотних хвилях може знизитися через хвильові властивості тканин.

Засоби індивідуального захисту від шкідливого впливу загальної та локальної вібрації, такі як взуття та рукавиці, повинні відповідати стандартам, наприклад, ДСТУ 4062-2001 «Взуття спеціальне з верхом із шкіри для захисту від вібрації». та ГОСТ 12.4.002-97 Система стандартів безпеки праці. Засоби захисту рук від вібрації. Технічні вимоги і методи випробувань.

Щоб зменшити вплив локальної вібрації, що виникає при роботі з перфораторами та відбійними молотками, можуть бути використані спеціальні пристрої для органів керування. Ці пристрої можуть мати елементи пружності, які гнуться, стискаються або скручуються, або використовувати телескопічні або шарнірні елементи.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 25 |

Вертикальна структура управління характеризується наявністю контролю вищих рівнів над нижчими, іноді її називають ієрархічною, пірамідальною чи бюрократичною. Цей тип структури характеризується централізацією влади, де вищі посадовці (наприклад, генеральний директор або рада директорів) мають значний контроль над прийняттям рішень.

Таку структуру часто обирають власники компаній, урядові установи, а також в галузях транспорту та зв'язку. У вертикальній структурі нижнім рівнем управління є рядові співробітники, які не мають широких повноважень чи статусу, але можуть впливати на результати діяльності компанії. Вони можуть включати працівників виробничих цехів, менеджерів з продажу, обслуговуючий персонал та інші. Ці співробітники допомагають зрозуміти потреби виробництва та клієнтів компанії, але не приймають стратегічних рішень.

На верхівку вертикальної структури розташоване керівництво компанії, яке несе відповідальність за стратегічні рішення та контролює всі нижчі елементи підприємства. Це керівництво має найбільший статус і широту повноважень, але й найбільше навантаження.

Між вершиною та фундаментом вертикальної структури розташовані проміжні ланки управління, такі як бригадири, керівники відділів та топ-менеджери. Ці елементи структури мають певний статус і повноваження, впливаючи на якість та мотивацію нижчих рівнів. Висота ієрархії визначається кількістю рівнів між вершиною та фундаментом, де великі компанії можуть мати більше середніх рівнів.

Зазвичай, у високих компаніях існує формалізація, що визначає стандарти та правила для бізнес-процесів, обмежуючи можливості та відповідальність підлеглих. В таких компаніях керівництво може втрачати зв'язок із споживачами через велику відстань від нижнього рівня.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 27 |

Вертикальна структура управління підприємством має свої переваги, які визначають її ефективність та придатність для конкретних ситуацій:

- узгодженість дій середніх і нижніх елементів структури;
- простота контролю та управління;
- можливість здійснювати середньострокове і довгострокове планування.

Недоліки вертикальної структури управління визначають обмеження та негативні аспекти цього підходу:

- повільний процес прийняття та реалізації рішень зі збільшенням розмірів підприємства;
- зниження ініціативності підлеглих при високій стандартизації бізнес-процесів;
- високе навантаження на вищих рівнях управління;
- слабкі горизонтальні зв'язки, що призводять до низької гнучкості та живучості системи.

Горизонтальна структура управління, відома також як "холакратія", представляє сучасну тенденцію, що набуває все більшого значення в світовій практиці. Основні принципи цієї структури включають:

- Самоорганізація команд. Команди в такій структурі мають можливість самостійно організовуватися, сприяючи гнучкості та швидкості реакції на постійні зміни на ринках збуту.
- Відсутність ієрархічного поділу. У горизонтальній структурі немає жорсткого поділу на рівні, що дозволяє працівникам взаємодіяти без великої ієрархії.
- Децентралізація управління підрозділами. Управління підрозділами компанії в цій структурі розподіляється децентралізовано, зменшуючи роль та кількість менеджерів середнього рівня та зменшуючи бюрократію.

Горизонтальна структура сприяє швидкому процесу прийняття рішень, особливо в умовах постійних змін на ринках збуту, а також зменшує кількість

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 28 |

На вищому рівні ця структура може нагадувати лінійну, але на рівні нижче середнього вже виявляється за функціональним принципом, орієнтованим на конкретні види діяльності чи фахові області.

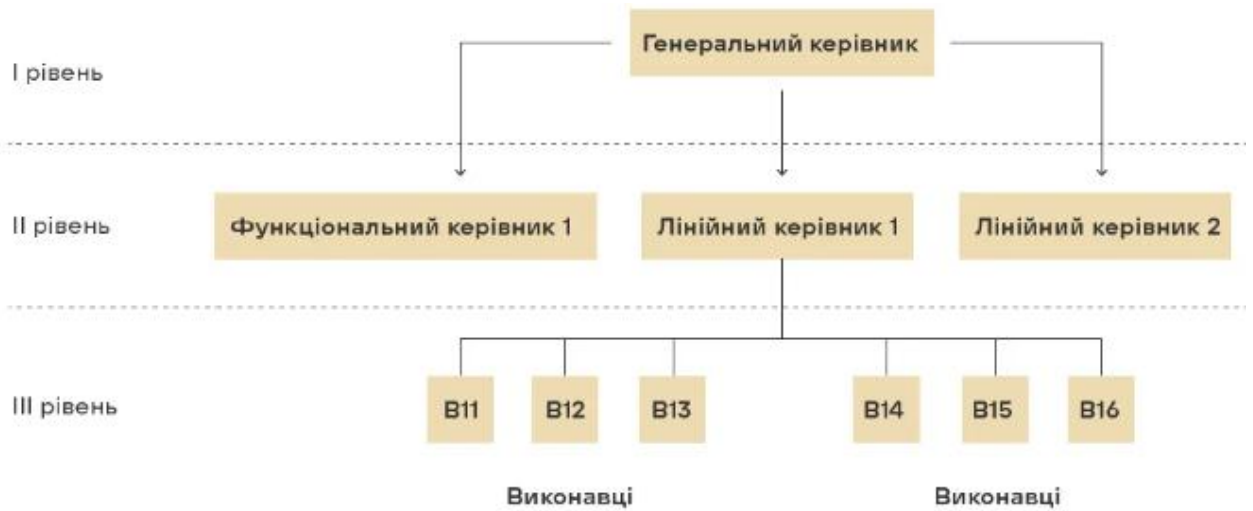


Рис 5.3. Схема функціональної структури управління

Матрична структура управління (рис. 5.4) об'єднує елементи горизонтальної та вертикальної структур управління. Подібно до лінійної моделі, вона включає вертикальну ієрархію, де створюються відділи, такі як виробництво, постачання, збут і т. д. Водночас, в матричній структурі реалізується горизонтальне управління проектами та програмами. Програма може включати різноманітні проекти, що дозволяє забезпечити більш ефективне використання ресурсів та кращий контроль над виконанням завдань.

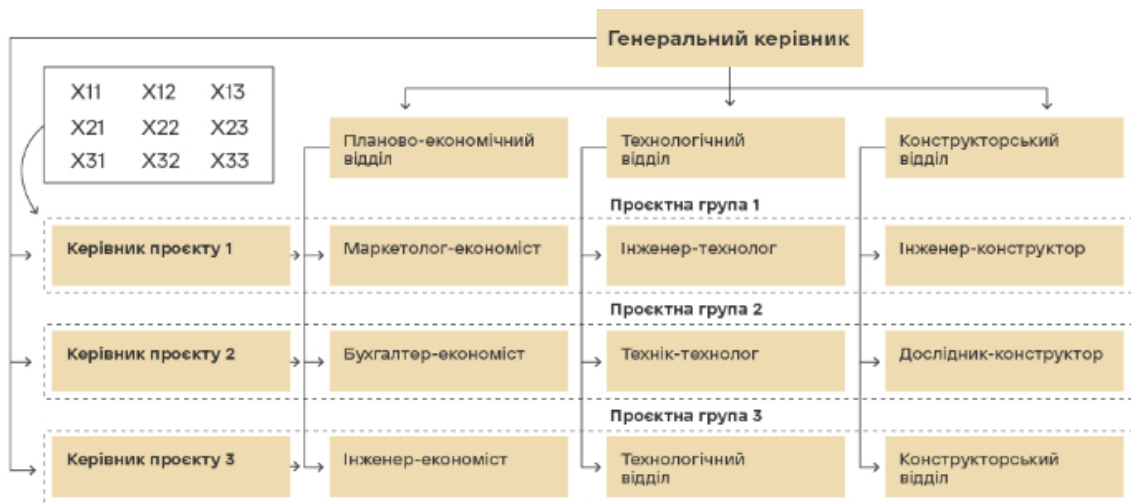


Рис 5.4 – Схема матричної структури управління

6.Конструктивні розрахунки проточної частини насоса

Розрахунки та рекомендації для їх проведення, представлені у цьому розділі виконані за загально прийнятими методиками [1, 2, 3, 4, 5, 6]

Вихідні дані для розрахунку:

| | |
|------------------------------------|----------|
| Подача насоса, м ³ /год | Q = 63 |
| Напір насоса, м | H = 150 |
| Число ступенів | i = 2 |
| Частота обертання РК, об/хв | n = 6000 |

6.1Розрахунок та проектування робочого колеса (РК)

Робоче колесо – один із основних елементів відцентрових насосів, потік рідини за рахунок силової взаємодії з лопатями робочого колеса набуває приросту енергії, цей приріст є напором що створює РК.

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{Q_p}{3600}}}{\left(\frac{H_H}{i}\right)^{3/4}} \quad (6.1)$$

де i – число ступенів

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 6000 \cdot \sqrt{\frac{63}{3600}}}{\left(\frac{150}{2}\right)^{3/4}} = 114$$

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 31 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

Кавітаційний коефіцієнт швидкості:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{дон}}{R}\right)^{3/4}} \quad (6.2)$$

де $\Delta h_{дон}$ – допустимий кавітаційний запас, м;

R – коефіцієнт запасу. Приймаємо $R = 1,25$.

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 6000 \cdot \sqrt{\frac{63}{3600}}}{\left(\frac{2,5}{1,25}\right)^{3/4}} = 2650$$

Для звичайних насосів $C_{кр}$ знаходиться в межах 800–1200, більше значення вказує на покращені кавітаційні властивості.

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Д.Я. Суханова:

$$D_{1пр} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}} \quad (6.3)$$

де $k_{вх} = 3,25 \div 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконую робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,5$.

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{63}{3600 \cdot 6000}} = 0,064 \text{ м}$$

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 32 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m \quad (6.4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{A}{\sqrt[3]{n_s^2}} \right)} \quad (6.5)$$

$$A = 9,041 - 0,192 \cdot n_s + 0,001474 \cdot n_s^2 - 3,9 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (6.6)$$

$$A = 9,041 - 0,192 \cdot 114 + 0,001474 \cdot 114^2 - 3,9 \cdot 10^{-6} \cdot 114^3 = 0,53$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{0,53}{\sqrt[3]{114^2}} \right)} = 0,978$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2} \quad (6.7)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,064 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,843$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{B}{n_s^2} \right)} \quad (6.8)$$

$$B = 165,3 + 3,32 \cdot n_s - 0,01206 \cdot n_s^2 \quad (6.9)$$

$$B = 165,3 + 3,32 \cdot 114 - 0,01206 \cdot 114^2 = 387$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{387}{114^2}\right)} = 0,971$$

Тоді

$$\eta = 0,978 \cdot 0,843 \cdot 0,971 = 0,8$$

Подача робочого колеса

$$Q_{PK} = \frac{Q}{\eta_o} \quad (6.10)$$

$$Q_{PK} = \frac{63}{0,978} = 64 \text{ м}^3/\text{год}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} \quad (6.11)$$

$$H_T = \frac{75}{0,843} = 89 \text{ м}$$

Потужність, яка споживається насосом:

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 34 |

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta} \quad (6.12)$$

де $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$ – густина води;

$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 63 \cdot 150}{3600 \cdot 0,8} = 33782 \text{ Вт}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{max} = 1,1 \cdot N \quad (6.13)$$

$$N_{max} = 1,1 \cdot 33782 = 37,16 \text{ кВт}$$

M – крутний момент на валу насоса, Н · м.

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (6.14)$$

$$M = \frac{30 \cdot 37160}{3,14 \cdot 6000} = 59,17 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В першому наближенні діаметр вала з розрахунку на кручення:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{528 \cdot N}{\pi^2 \cdot [\tau] \cdot n}} \quad (6.15)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на кручення, Па.

Приймаємо $[\tau]=150 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Тоді:

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 35 |

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{528 \cdot 33782}{3,14^2 \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 6000}} = 0,0272 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_6 = 28 \text{ мм}$

Діаметр втулки орієнтовно вибираю за залежністю:

$$d_{6m} = (1,2 \div 1,4) \cdot d_6 \quad (6.16)$$

$$d_{6m} = (1,2 \div 1,4) \cdot 28 = (34 \div 40) \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{6m} = 38 \text{ мм}$.

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначаю з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{6m}^2} \quad (6.17)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{6m}^2} \quad (6.18)$$

$$D_0 = \sqrt{0,064^2 + 0,038^2} = 0,077 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (6.19)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 64}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,064^2} = 5,52 \text{ м/с}$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. 36 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

Це швидкість без урахування стиснення потоку лопатями робочого колеса на вході.

Діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 1 \cdot D_0 \quad (6.20)$$

$$D_1 = 1 \cdot 0,077 = 0,077 \text{ м}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m} \quad (6.21)$$

де V'_{1m} - меридіональна складова швидкість без урахування стиснення, м/с;

ψ_1 - коефіцієнт стиснення потоку на вході. $\psi_1 = 1,15 \dots 1,3$.
Приймаємо $\psi_1 = 1,15$.

$$V'_{1m} = V_0 = 5,52 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 5,52 = 6,34 \text{ м/с}$$

В загальному випадку кут потоку на вході розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (6.22)$$

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

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 37 |

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (6.23)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,077 \cdot 6000}{60} = 24,2 \text{ м/с}$$

V_{1U} – колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.
Відповідно до конструктивних особливостей насоса $V_{1U} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{6,34}{24,2} = 14,7^\circ$$

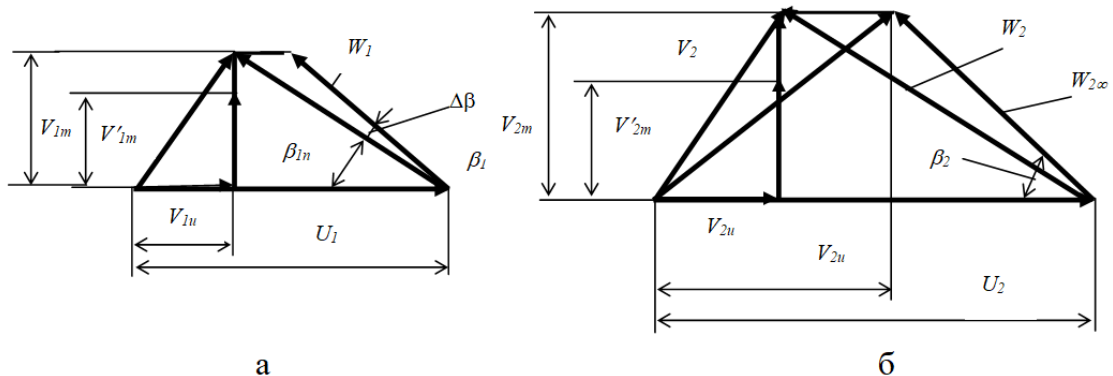


Рисунок 6.1 – Трикутники швидкостей робочого колеса

а – на вході; б – на виході

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (6.24)$$

Цей кут повинен знаходитись у межах $15 \dots 30^\circ$.

Кут атаки $\Delta\beta = 3 \dots 8^\circ$ вводиться з ціллю зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його кавітаційних якостей.

Приймаємо $\Delta\beta = 3 \dots 8^\circ$. Тоді $\beta_1 = 14,7^\circ + 8^\circ = 22,7^\circ$

| | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | 38 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | |

Визначення числа лопатей та їх товщину.

Товщина лопаті робочого колеса на вході приймаємо $S_1 = 2$ мм, на виході $S_2 = 5$ мм; число лопатей $z = 6$.

Уточнення значення ψ'_1 після вибору числа лопатей та їх товщини за формулою:

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (6.25)$$

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,077 \cdot \sin 22,7^\circ}} = 1,15$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_1 - \psi_1| \leq 0,01$$

$$|1,15 - 1,15| = 0 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширина робочого колеса на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{3600 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (6.26)$$

$$b_1 = \frac{64}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,077 \cdot 6,34} = 0,013 \text{ м}$$

Геометричні параметри виходу з робочого колеса.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 39 |

Значення зовнішнього діаметру робочого колеса у першому наближенні визначено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1n} = 0$ та $V_{1n} = 0,5U_2$.

$$D_2' = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n} \quad (6.27)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$, $m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{1}{6}}$, при $n_s > 100$.

Так як $n_s = 114$, то

$$D_2' = 19,2 \cdot \left(\frac{114}{100}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 63}}{6000} = 0,106 \text{ м}$$

Остаточно D_2 визначаю з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V_{2m}' = \frac{V_{1m}}{V_{2m}} \cdot V_{1m}' \quad (6.28)$$

Рекомендоване відношення меридіональних швидкостей $\frac{V_{1m}}{V_{2m}} = (0,5 - 1,0)$. Приймаємо $\frac{V_{1m}}{V_{2m}} = 1$.

$$V_{2m}' = 5,52 \cdot 1 = 5,52 \text{ м/с}$$

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК: Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо $\psi_1 = 1,1$.

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}' \quad (6.29)$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 40 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

$$V_{2m} = 1,1 \cdot 5,52 = 6,07 \text{ м/с}$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 41 |

Кут на виході з РК β_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{onm} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right] \quad (6.30)$$

Де

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{onm} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65 \quad (6.31)$$

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{onm} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 114^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 114 + 2,65 = 1,33$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[1,32 \cdot \frac{1,1}{1,15} \cdot \frac{5,52}{5,52} \cdot \sin 22,7^\circ \right] = 29,2^\circ$$

Перше уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

Цей розрахунок виконують, використовуючи перетворене основне рівняння Ейлера (вирішуючи його відносно швидкості U_2):

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} \right)^2 + \frac{g \cdot H}{\eta_r k_z}} \quad (6.32)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса з безкінечним числом тонких лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot k_z} \quad (6.33)$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 42 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1 + E} \quad (6.34)$$

де

$$E = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (6.35)$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s . При $n_s < 150$ ($n_s = 114$):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2 \quad (6.36)$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 29,2^\circ = 0,893$$

$$E = 2 \cdot \frac{0,893}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,077}{0,106}\right)^2} = 0,625$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,625} = 0,615;$$

$$H_{T\infty} = \frac{75}{0,843 \cdot 0,615} = 145,18\text{м};$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 43 |

Друге уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

$$V_{2m} = 1,165 \cdot 5,52 = 6,42 \text{ м/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[1,32 \cdot \frac{1,165}{1,15} \cdot \frac{5,52}{5,52} \cdot \sin 22,7^\circ \right] = 31,1^\circ$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 31,1^\circ = 0,91$$

$$E = 2 \cdot \frac{0,91}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,077}{0,106}\right)^2} = 0,637$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,637} = 0,611;$$

$$H_{T\infty} = \frac{75}{0,843 \cdot 0,611} = 145,6 \text{ м};$$

$$U_2 = \frac{6,42}{2 \operatorname{tg} 31,1^\circ} + \sqrt{\left(\frac{6,42}{2 \operatorname{tg} 31,1^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 145,6} = 43,485 \text{ м/с}$$

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | 45 |

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 43,485}{3,14 \cdot 6000} = 0,139_m$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,139 \cdot \sin 31,1^\circ}} = 1,154$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_2 - \psi_2| \leq 0,01;$$

$1,154 - 1,165 = 0,011 < 0,01$ – умова не виконується.

Третє уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

$$V_{2m} = 1,154 \cdot 5,52 = 6,37 \text{ м/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[1,32 \cdot \frac{1,154}{1,15} \cdot \frac{5,52}{5,52} \cdot \sin 22,7^\circ \right] = 30,8^\circ$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 30,8^\circ = 0,907$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 46 |

$$E = 2 \cdot \frac{0,907}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,077}{0,106}\right)^2} = 0,635$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,635} = 0,611;$$

$$H_{T\infty} = \frac{75}{0,843 \cdot 0,611} = 145,6\text{м};$$

$$U_2 = \frac{6,37}{2\text{tg}30,8^\circ} + \sqrt{\left(\frac{6,37}{2\text{tg}30,8^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 145,6} = 43,49\text{м/с}$$

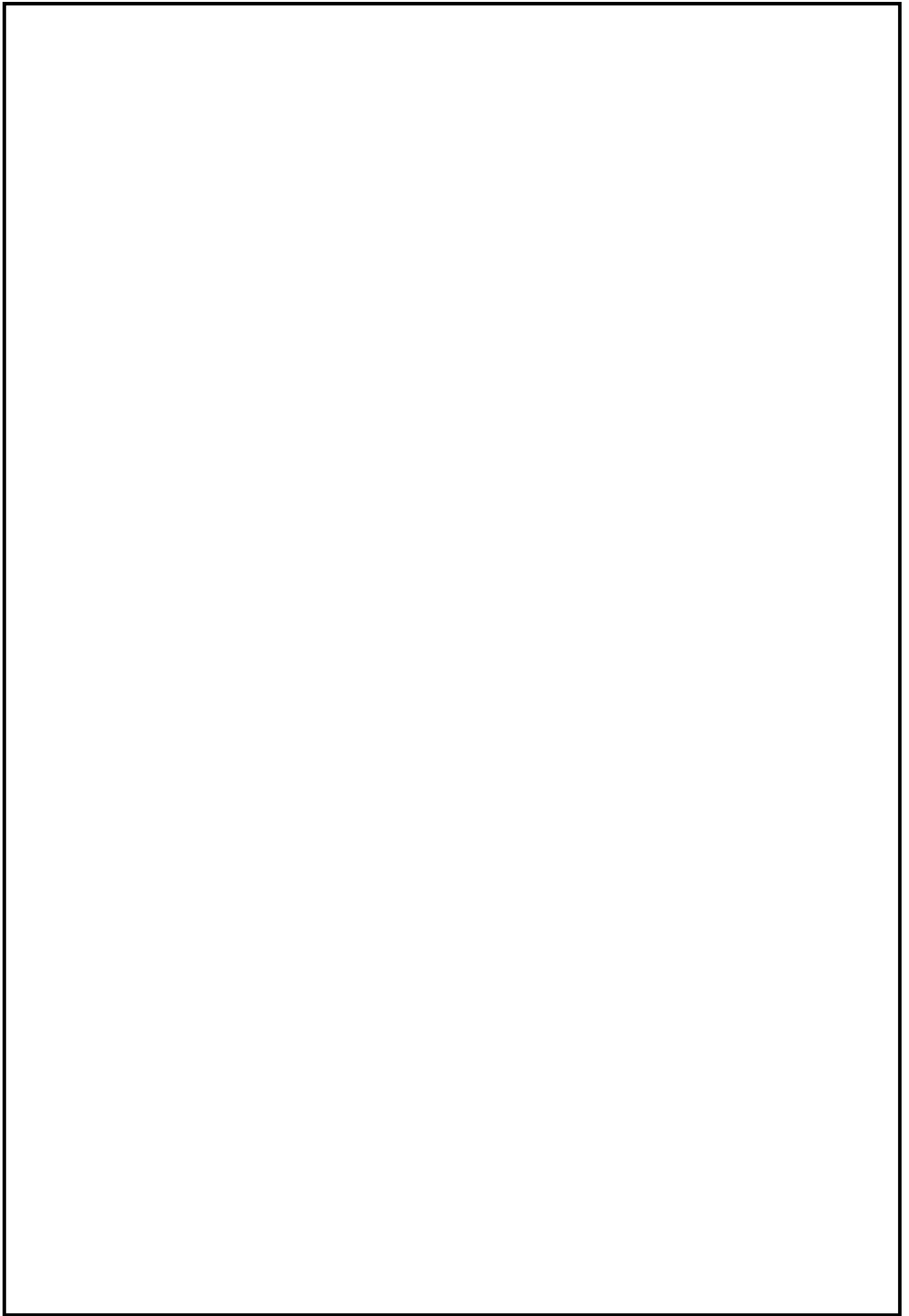
Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 43,49}{3,14 \cdot 6000} = 0,140\text{м}$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,139 \cdot \sin 30,8^\circ}} = 1,155$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 47 |



| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 48 |

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_2 - \psi_2| \leq 0,01;$$

$$1,155 - 1,154 = 0,001 < 0,01 \text{ – умова виконується.}$$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (6.39)$$

$$b_2 = \frac{64}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,14 \cdot 6,37} = 0,0065 \text{ м}$$

6.1.1 Проектування меридіонального перерізу

Проектування каналу меридіонального перерізу ведеться таким чином, щоб отримати плавну зміну меридіональної складової швидкості від входу до виходу РК. Будуємо меридіональний переріз за допомогою метода послідовних наближень. Намічаємо контури крайніх ліній течії, відповідно до проведених розрахунків. Рекомендується при цьому орієнтуватись на існуючі робочі колеса подібних n_5 . Меридіональний переріз повинен мати плавні контури.

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами зображено на рис. 6.2.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 49 |

Таблиця 6.1 – Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

| № точки | $F_i, \text{мм}^2$ | $r_i, \text{мм}$ | $b_i, \text{мм}$ |
|---------|--------------------|------------------|------------------|
| 1 | 3520 | 28,8 | 19,5 |
| 2 | 3630 | 29 | 19,9 |
| 3 | 3760 | 30 | 20 |
| 4 | 3850 | 33,1 | 18,5 |
| 5 | 3590 | 38,6 | 14,8 |
| 6 | 3130 | 44,5 | 11,2 |
| 7 | 2960 | 55,2 | 8,5 |
| 8 | 2880 | 61,2 | 7,49 |
| 9 | 2650 | 69,2 | 6,09 |
| 10 | 2310 | 77 | 4,77 |

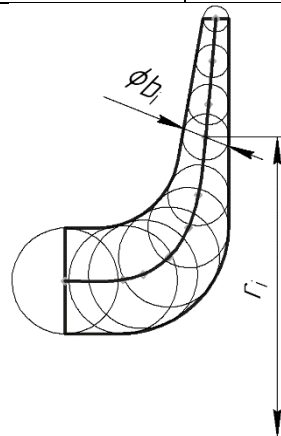


Рисунок 6.3 – Проектування меридіонального перерізу

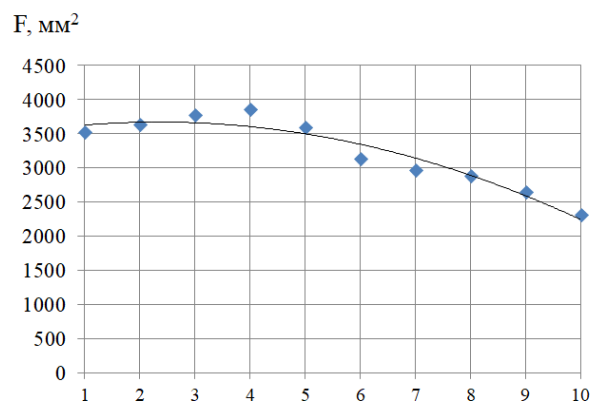


Рисунок 6.4 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

Площа меридіонального перерізу змінюється плавно, тому вважаємо що відповідно до проведених вище розрахунків, побудовану форму перерізу є задовільною.

6.1.2 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті виконується так, щоб була досягнута умови безвідривного обтікання лопаті потоком рідини, для зменшення гідравлічних втрат. В нашому випадку лопать має звичайну циліндричну форму, рішення щодо лопаті було прийнято з таких міркувань як зменшення інвестиційних витрат в процесі проектування та виготовлення, зменшення гідравлічних втрат на тертя по довжині між лопатевого каналу, та загального зменшення вартості життєвого циклу. позначене спрямовано на зменшення загальної вартості життєвого циклу.

Спочатку задаємося кутом охоплення лопаті θ , приймають в залежності від n_s Для $n_s = 100 - 300$, кут охоплення лопаті $\theta = 80 - 110^\circ$. Приймаємо $\theta = 90^\circ$.

Відповідно до проведених розрахунків будемо лопать в плані (рис. 6.5), спочатку її робочу сторону, а потім тильну. Нарощення товщини лопаті відбувається плавно від входу, де вона складає 2 мм, до виходу 5мм.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 52 |

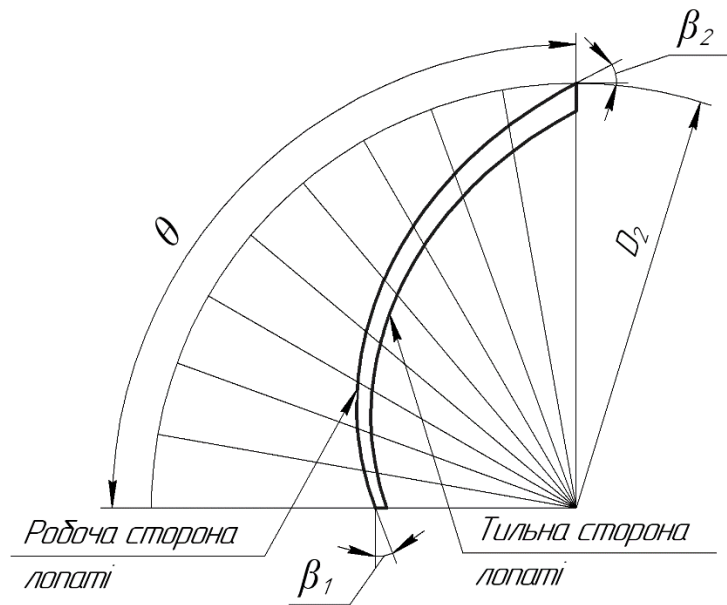


Рисунок 6.5 – Лопать в плані

Результатом розрахунків та проектування є робочі креслення та 3д модель робочого колеса.

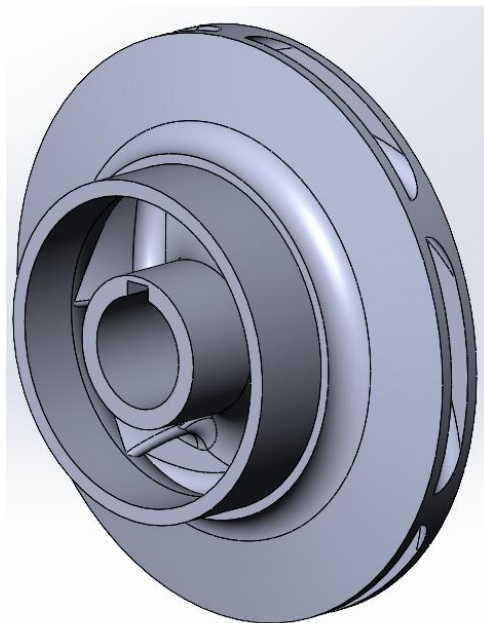


Рисунок 6.6 – 3Д модель робочого колеса

| | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|
| | | | | |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата |

ЗН.00.01.00.00 ПЗ

Арк.

53

6.2 Розрахунок та проектування напрямного апарату (НА)

Напрямні апарати застосовуються в насосах для відводу рідини від РК попередньої ступені й підведення її до РК наступної ступені, тобто виконує функції підводу та відводу.

Напрямний апарат складається з 4-х ділянок:

- спіральна ділянка;
- дифузійний канал;
- перевідний канал;
- зворотний канал.

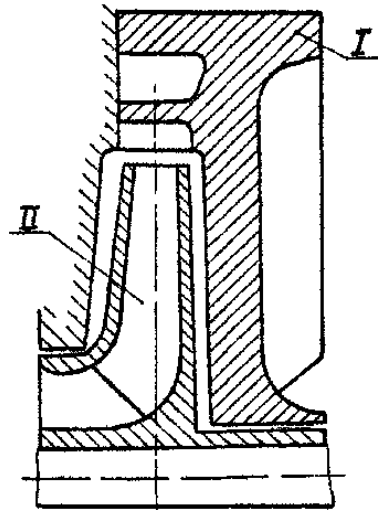


Рисунок 6.7 – Схема ступені з НА

Діаметр D_3 (рис. 6.8) вибирають із умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та напрямним апаратом щоб досягти мінімальних втрат в зазорі:

$$D_3 = (1,05 \dots 1,1) \cdot D_2 \quad (6.37)$$

$$D_3 = (1,05 \dots 1,1) \cdot 140 = 147 \dots 154 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_3 = 150 \text{ мм}$.

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 54 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

Визначення ширини НА у меридіанному перетині:

$$b_3 = 1,1 \cdot b_2 + 1,5 \quad (6.38)$$

$$b_3 = 1,1 \cdot 6 + 1,5 = 8 \text{ мм}$$

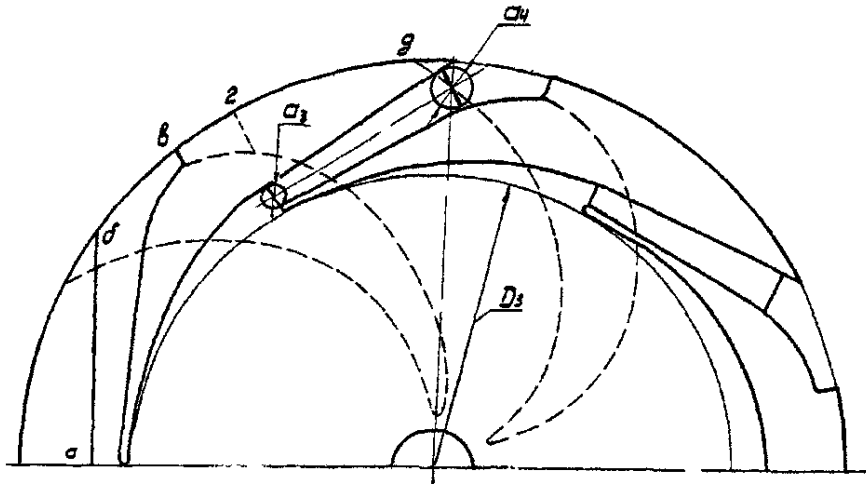


Рисунок 6.8 – План НА

Число лопаток НА $z_{НА}$ вибирають залежно від числа лопатей РК $z_{РК}$ з умови відсутності невірноважених сил P та невірноважених пульсацій тиску.

| | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|
| | | | | |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата |

ЗН.00.01.00.00 ПЗ

Арк.

55

| | | | | | | | | |
|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $z_{р.к.}$ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $z_{н.а}$ | | | | | | | | |
| 3 | $p_0p_0p_0$ | PPp_0 | PPP_0 | $p_0p_0p_0$ | PPp_0 | PPP_0 | $p_0p_0p_0$ | PPp_0 |
| 4 | $P0p_0$ | $p_0p_0p_0$ | $P0P$ | $0p_00$ | $P0P$ | $p_0p_0p_0$ | $P0P$ | $0p_00$ |
| 5 | $0PP$ | $P00$ | $p_0p_0p_0$ | $P00$ | $0PP$ | $0PP$ | $P00$ | $p_0p_0p_0$ |
| 6 | $0p_00$ | $00p_0$ | $P00$ | $p_0p_0p_0$ | $P00$ | $00p_0$ | $0p_00$ | $00p_0$ |
| 7 | $0P0$ | $0P0$ | $00P$ | $P00$ | $p_0p_0p_0$ | $P00$ | $00P$ | $0P0$ |
| 8 | $00P$ | $0p_00$ | $00P$ | 000 | $P00$ | $p_0p_0p_0$ | $P00$ | 000 |
| 9 | $00p_0$ | $0P0$ | $0P0$ | $00p_0$ | 000 | $P00$ | $p_0p_0p_0$ | $P00$ |
| 10 | $00P$ | 000 | $0p_00$ | 000 | $00P$ | 000 | $P00$ | $p_0p_0p_0$ |
| 11 | 000 | $00P$ | $0P0$ | $0P0$ | $0P0$ | 000 | 000 | $P00$ |
| 12 | 000 | $00p_0$ | 000 | $0p_00$ | 000 | $00p_0$ | 000 | 000 |
| 13 | 000 | $00P$ | 000 | $0P0$ | $0P0$ | 000 | $00P$ | 000 |
| Гармоніки | 123 | 123 | 123 | 123 | 123 | 123 | 123 | 123 |

Рисунок 6.9 – Таблиця відношення числа лопатей РК до числа лопаток НА

Приймаємо $z_{на} = 8$.

Кут установки лопаті НА

Цей кут визначають за кутом потоку на виході з РК α_2 , з урахуванням виправлення на стиснення потоку лопатками ψ_3 і поправочного коефіцієнта μ , що враховує нерівномірність розподілу швидкостей по кроку лопатей РК й зворотних струмів у РК.

$$tg\alpha_{3л} = \mu \cdot tg\alpha_{3п}' \quad (6.39)$$

де $\mu = 0,7 \dots 0,8$ поправочний коефіцієнт;

$$\alpha_{3п}' = arctg \frac{V_{3м}'}{V_{3у}} = arctg \frac{V_{3м}}{\psi_3 \cdot V_{3у}} \quad (6.40)$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t \cdot \sin \alpha_{3л}} \quad (6.41)$$

$$t = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{\text{на}}} \quad (6.42)$$

$$V_{3u} = V_{2u} \cdot \frac{D_2}{D_3} \quad (6.43)$$

$$V_{3m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3} \quad (6.44)$$

де δ - нормальна товщина лопатки НА, на вході, $\delta = 2$ мм;

$\alpha_{3л}$ - кут установки лопатки НА, $\alpha_{3л} = 5 \dots 8^\circ$. Приймаємо 5° .

$$V_{3u} = 12,5 \cdot \frac{140}{150} = 11,6 \text{ м/с}$$

$$V_{3m} = \frac{63}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,008} = 5 \text{ м/с}$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 0,15}{8} = 0,0588 \text{ м}$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,002}{0,0588 \cdot \sin 5^\circ} = 0,61$$

$$\alpha_{3п}' = \arctg \frac{5}{0,61 \cdot 11,6} = 35,25^\circ$$

$$\text{tg} \alpha_{3л} = 0,8 \cdot \text{tg} 35,25^\circ = 28,2^\circ$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 57 |

Ширина вихідного (дифузорного) перерізу:

$$b_4 = b_3 + l_{\text{диф}} \cdot \sin\varphi_{\text{ос}} \quad (6.49)$$

$$b_4 = 0,008 + 0,0222 \cdot \sin 6^\circ = 0,0104$$

Конструктивні особливості переводного та підвідного каналів були взяті з напрямного апарата насоса типу ЦНС 180-1900.

Результатом розрахунків та проектування є робочі креслення та 3д модель напрямного апарата.

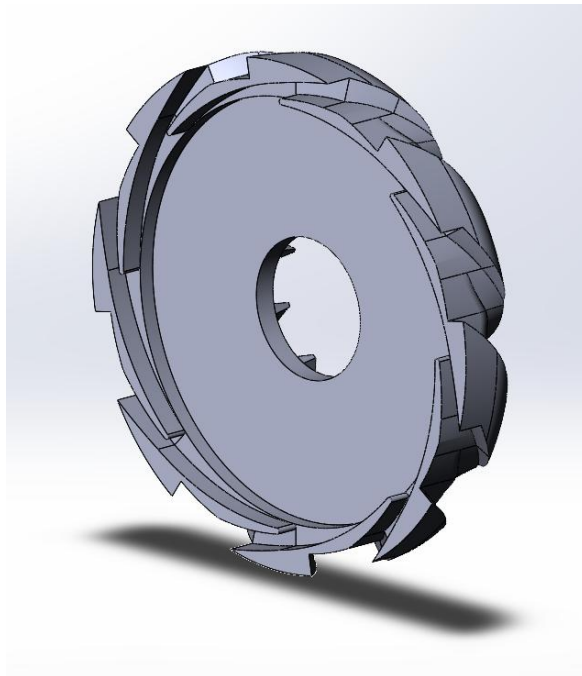


Рисунок 6.13 – 3Д модель напрямного апарата

7. Розрахунки гідродинамічних сил, що діють на ротор

Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає неврівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

При складанні епюр тиску на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний. Для консольних насосів також необхідно враховувати осьову силу T_3 , яка обумовлена різницею тисків на торцях вала.

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = T_1 - T_2 + T_3, \quad (7.1)$$

де T_1 - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

T_2 - динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н;

T_3 - сила, обумовлена різницею тисків на торцях вала, Н.

Осьова сила T_1 визначається таким чином

$$T_1 = \gamma \pi (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right], \quad (7.2)$$

де γ - питома вага рідини, Н/м³;

r_{y1}, r_{y2} - радіуси переднього та заднього ущільнень, м.

| | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | 61 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | |

$$T_1 = 10300,5 \cdot 3,14 \cdot (0,045^2 - 0,019^2) \cdot \left[70,8 - \frac{628^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,019^2 - \frac{0,045^2 + 0,019^2}{2} \right) \right] = 4035,5 \text{ (Н)}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho Q V_0, \quad (7.3)$$

$$T_2 = 1050 \cdot 0,0175 \cdot 5,52 = 101,43 \text{ (Н)},$$

де V_0 – швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с.

Осьова сила T_3 :

$$T_3 = \frac{\pi d_{\text{вТ}}^2}{4} (P_{\text{атм}} - P_{\text{вх}}), \quad (7.4)$$

де $d_{\text{вТ}}$ – діаметр втулки робочого колеса, м;

$P_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск;

$P_{\text{вх}}$ – тиск на вході у робоче колесо, Па. Визначається за формулою

$$P_{\text{вх}} = 2,33 \cdot 10^3 + 1050 \cdot 9,81 \cdot 10,41 - 1050 \frac{5,52^2}{2} = 93,6 \text{ (кПа)},$$

де $P_{\text{н.п.}}$ – тиск насичених парів при заданій температурі (вибирається за довідниковою літературою);

Δh – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас можна визначити за формулою

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 62 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (7.5)$$

де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

λ_1, λ_2 - середні значення коефіцієнтів при безударному вході. Беруть такими, що дорівнюють $\lambda_1 = 1,2$ та $\lambda_2 = 0,3$.

$$\Delta h = 1,2 \frac{5,52^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{23,645^2}{2 \cdot 9,81} = 10,41 \text{ (м)}$$

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad (7.6)$$

де β_1 - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо;

V_{1m} - меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с.

Кут β_1 визначається з теоретичного креслення робочого колеса.

$$W_1 = \frac{6}{\sin 14,7} = 23,645 \text{ (м/с)}$$

Меридіанна складова визначається з рівняння нерозривності

$$V_{1m} = \frac{Q_{PK}}{\pi D_1 b_1}, \quad (7.7)$$

де D_1 - діаметр вхідної воронки робочого колеса, м;

b_1 - ширина робочого колеса на вході, м.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 63 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

Значення D_1 , b_1 отримують перерахунком з модельного робочого колеса на натурне.

$$V_{1m} = \frac{0,0175}{3,14 \cdot 0,077 \cdot 0,012} = 6 \text{ (м/с)}$$

Осьова сила ТЗ:

$$T_3 = \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} (101325 - 93600) = 8,75 \text{ (Н)}$$

Отже сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = 4035,5 - 101,43 + 8,75 = 3942,82 \text{ (Н)}$$

Для багатоступінчатого насоса загальна сила T буде дорівнювати

$$T_{\sigma} = i \cdot T \quad (7.8)$$

де i – кількість ступенів

$$T_{\sigma} = 2 \cdot 3942,82 = 7885,64 \text{ (Н)}$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 64 |

8. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ КОНСТРУКТИВНИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСА

8.1 Розрахунок на міцність деталі стяжки секцій насоса

Вихідні дані

Розрахункові та робочі умови однакові.

Розрахунковий (робочий) зовнішній тиск – $P_3 = 1$ МПа.

Максимальний внутрішній тиск в насосі – $P_B = 1,5$ МПа

Розрахункова та робоча температура – $t = 20^\circ\text{C}$.

Матеріал деталі стяжки – сталь 10.

Зовнішнє осьове зусилля, що діє на деталь стяжки – $F = 600$ Н.

Зовнішній згинальний момент, що діє на стяжку – $M = 0$.

Конструктивне виконання деталей стяжки секцій насоса у загальному виконанні насоса.

| Конструктивні параметри елементів деталі стяжки | Розміри, мм |
|---|-------------|
| Товщина деталі стяжки, $h_{ст}$ | 3 |
| Ширина деталі стяжки, $b_{ст}$ | 20 |
| Кількість деталей стяжки, n | 4 |

Допустима напружина для матеріалу деталі стяжки при температурі $t = 20^\circ\text{C}$ – $[\sigma] = 130$ МПа [7, додаток Б, табл. Б.1].

Розрахунок на міцність деталі стяжки

Внутрішнє осьове зусилля всередині насосу

$$F_B = \frac{\pi}{4} \cdot (0,09^2 - 0,04^2) \cdot (1,5 - 1,0) \cdot 10^6 = 2551,25 \text{ Н}$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 65 |

Осьове зусилля, що діє на стяжні болти деталі стяжки:

$$F_{\Sigma} = F_H + F_B = 600 + 2551,25 = 3151,25 \text{ Н}$$

Виходячи з конструктивного виконання і умов роботи деталі стяжки, рівнодіюча надлишкового зовнішнього тиску не враховується: $Q_d \approx 0 \text{ Н}$.

Навантаження від дії осьової сили при затягуванні болтів деталі стяжки:

$$P_{b1} = 1,1 \cdot 3151,25 = 3466,4 \text{ Н}$$

Площа поперечного перерізу деталі стяжки – $f_{ст} = 60 \text{ мм}^2$.

Навантаження деталі стяжки в робочих умовах:

$$\sigma = \frac{P_b}{n \cdot f_{ст}} = \frac{3466,4}{4 \cdot 60} = 14 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma] = 130 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Умова виконується

8.2 Розрахунок зварного шва деталі стяжки секцій насоса

Розподіл напружень у кутових зварних швах, згідно з результатами спеціальних теоретичних та експериментальних досліджень, визнається вкрай складним і значно залежить від характеру технологічного процесу зварювання. Практичні розрахунки мають умовний характер і базуються на таких передумовах:

Вздовж довжини шва, незалежно від його положення відносно лінії зовнішньої сили, напруги розподіляються рівномірно.

Руйнування шва може відбуватися від зрізу по площині, яка проходить через бісектрису прямого кута трикутного перерізу шва. Іншими словами, розрахункова товщина шва $h = 0,7 \cdot k$, де k - катет шва. Зазвичай, звичайний переріз шва є рівнобедреним прямокутним трикутником. Катет шва k зазвичай

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 66 |

призначається рівним (іноді трошки меншим) товщині елемента, який з'єднується. При цьому шви товщиною $k < 3$ мм застосовуються для ненавантажених з'єднань або при зварюванні елементів малої товщини.

При прийнятих передумовах умова міцності для всіх розглянутих типів швів записується однаково [8]:

$$\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau_3] \quad (2.1)$$

де τ – розрахункова (умовна) напруга за небезпечним (бісекторним) перерізом;

l – периметр шва, м;

F – навантаження від дії осьової сили, Н;

$[\tau_3]$ – допустима напруга на зріз для зварного шва, МПа.

Величина $[\tau_3]$ залежить від марки електродів та способу зварювання; наприклад, при зварюванні на автоматах або напівавтоматах під шаром флюсу, а також вручну електродами вищої якості приймають $[\tau_3] = 0,65[\sigma_p]$, де $[\sigma_p]$ – допустима напруга на розтяг для основного металу конструкції.

Вихідні дані:

Конструктивне виконання деталей стяжки секцій насоса у загальному виконанні насоса.

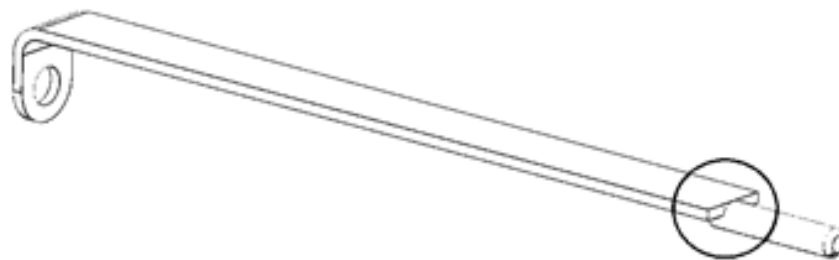


Рисунок 8.1 – Конструктивне виконання елемента зварного з'єднання

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 67 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

Кількість деталей стяжки – 4 шт;

Навантаження від дії осьової сили при затягуванні приварних болтів деталі стяжки – $F = 3466,4$ Н;

Сила, яка діє на одну стяжку становить – $F = 3466,4 / 4 = 866,6$ Н.

Зварювання деталей виконано по всьому периметру між приварними деталями $l \approx 25$ мм = 0,025 м.

Катет шва приймається – $k = 0,002$ мм.

Матеріал деталі стяжки, до якої приварюється шпилька – Сталь 10.

Допустима напруга на розтяг для металу конструкції $[\sigma_p] = 250$ МПа

Розрахунок

Розрахункова (умовна) напруга за небезпечним (бісекторним) перерізом (2.1):

$$\tau = \frac{866,6}{0,7 \cdot 0,002 \cdot 0,025} = 24760000 \text{ Па} = 24,76 \text{ МПа}$$

Допустима напруга на зріз для зварного шва:

$$[\tau_3] = 250 \cdot 0,65 = 162,5 \text{ МПа}$$

$$24,76 \text{ МПа} \leq 162,5 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується

8.3 Розрахунок шпонкових з'єднань валу насоса

При проведенні практичних розрахунків для перевірки міцності деталей, призначених для з'єднання окремих конструкцій та підбору їх перерізу, враховується здатність витримувати зріз та зминання. При цьому важливо, щоб робочі напруги в зоні зрізу та зминання не перевищували допустимих значень.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 68 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

Деформація зминання, розглядувана як варіант деформації стиску, відбувається на обмеженій площі елемента конструкції.

У практичних розрахунках напруги зминання розглядають як звичайні стискуючі напруги, а допустимі значення на зминання визначаються на підставі спеціальних експериментальних даних. При з'єднанні елементів із різних матеріалів напруги на зминання перевіряються для "м'якіших" матеріалів за загальною формулою, яка є розрахунковим рівнянням для зминання [9]:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F}{A_{\text{зм}}} \leq [\sigma_{\text{зм}}] \quad (8.1)$$

де F – зусилля зминання;

$A_{\text{зм}}$ – геометричний розмір перерізу, на який діє зусилля зминання;

$[\sigma_{\text{зм}}]$ – допустима напруга на зминання, МПа.

Припускаючи, що напруги зминання розподіляються рівномірно по площині, що зминається, то допустима напруга на зминання та на зріз для сталей може визначатись, як:

допустима напруга на зминання:

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 0,8 \cdot \sigma_{\text{Т}}, \text{ МПа} \quad (8.2)$$

допустима напруга при зріз:

$$[\sigma_{\text{зр}}] = 0,6 \cdot \sigma_{\text{Т}}, \text{ МПа} \quad (8.3)$$

де $\sigma_{\text{Т}}$ – границя напруги на текучість для сталі, МПа.

Такі великі допустимі напруги на зминання для сталі пояснюються тим, що навантажена ділянка знаходиться в об'ємному напруженому стані,

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 69 |

оточена ненапруженим матеріалом. У цьому контексті ознаки руйнування не виявляються. Зазначено, що високі напруги змінання виникають неподалік поверхні стикання, але швидко зменшуються з віддаленням від точки прикладання навантаження.

Подальші розрахунки наводяться для конструктивної реалізації шпонкового з'єднання робочих коліс та гідроп'яти з валом насоса.

У випадку призматичної шпонки за варіантом 1 (з призматичною формою і закругленими обома торцями) розрахункова напруга на змінання шпонкового з'єднання обчислюється за наступною формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot 1000}{d \cdot (h - t_1) \cdot (L - b)}, \text{ МПа}, \quad (8.4)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу насоса Н · м;

d – діаметр валу під колесом, мм;

t_1 – глибина паза валу, мм;

h – висота шпонки, мм;

b – Ширина шпонки, мм;

L – довжина шпонки, мм.

Для призматичної шпонки з варіантом виконання 1 (призматична з закругленими обома торцями) розрахункова величина напруги на зріз шпонкового з'єднання використовується формула:

$$\sigma_{зр} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot 1000}{d \cdot b \cdot (L - b)}, \text{ МПа} \quad (8.5)$$

Для призматичної шпонки з варіантом виконання 3 (призматична з закругленим торцем тільки з одного боку):

– розрахункова величина напруги на змінання шпонкового з'єднання використовується формула:

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 70 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | |

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot 1000}{d \cdot (h - t_1) \cdot \left(L - \frac{b}{2}\right)}, \text{ МПа}, \quad (8.6)$$

– розрахункова величина напруги на зріз шпонкового з'єднання використовується формула:

$$\sigma_{зр} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot 1000}{d \cdot b \cdot \left(L - \frac{b}{2}\right)}, \text{ МПа}. \quad (8.7)$$

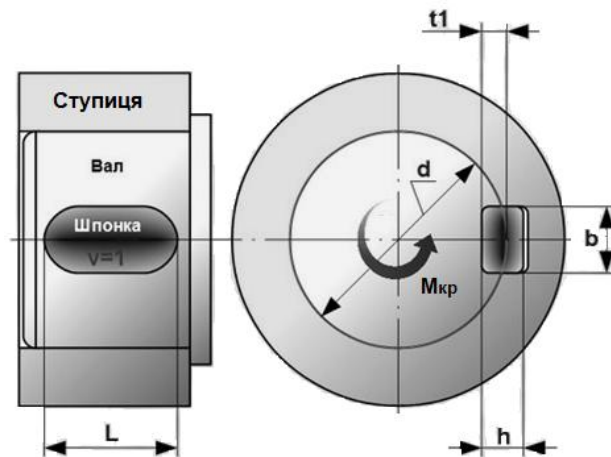


Рисунок 8.2 – Розрахункова схема шпонкового з'єднання

8.3.1 Розрахунок шпонок для з'єднання робочого колеса і валу насоса

Вихідні данні для розрахунку:

Крутний момент – $M_{кр} = 59,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Діаметр валу під колесом – $d = 28 \text{ мм}$.

Глибина паза валу – $t_1 = 4 \text{ мм}$.

Висота шпонки – $h = 7 \text{ мм}$.

Ширина шпонки – $b = 7 \text{ мм}$.

Довжина шпонки – $L = 18 \text{ мм}$.

Варіант виконання шпонки – 1 (закруглена з двох кінців).

Матеріал шпонки – сталь 45.

Границя текучості – $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$.

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | 71 |

Розрахункова величина напруги на зминання шпонкового з'єднання
(8.4):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 59,75 \cdot 1000}{28 \cdot (7 - 4) \cdot (18 - 7)} = 129 \text{ МПа}$$

Допустима напруга на зминання (2.3):

$$[\sigma_{зм}] = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{зм} = 129 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 360 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Розрахункова величина напруги на зріз шпонкового з'єднання (8.5):

$$\sigma_{зр} = \frac{2 \cdot 59,75 \cdot 1000}{28 \cdot 7 \cdot (18 - 7)} = 55,4 \text{ МПа}$$

Допустима напруга при зрізі (8.3):

$$[\sigma_{зр}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{зр} = 55,4 \text{ МПа} < [\sigma_{зр}] = 270 \text{ МПа}$$

Умова виконується

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 72 |

8.3.2 Розрахунок шпонки для з'єднання гідроп'яти і валу насоса

Вихідні данні для розрахунку:

Крутний момент – $M_{кр} = 59,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Діаметр валу під колесом – $d = 24 \text{ мм}$.

Глибина паза валу – $t_1 = 4 \text{ мм}$.

Висота шпонки – $h = 7 \text{ мм}$.

Ширина шпонки – $b = 7 \text{ мм}$.

Довжина шпонки – $L = 18 \text{ мм}$.

Варіант виконання шпонки – 3 (закруглена з двох кінців).

Матеріал шпонки – сталь 45.

Границя текучості – $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$.

Для шпонки з варіантом виконання 3 розрахункова величина напруги на зминання шпонкового з'єднання (8.6):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 59,75 \cdot 1000}{24 \cdot (7 - 2) \cdot \left(15 - \frac{7}{2}\right)} = 86,6 \text{ МПа}$$

Допустима напруга на зминання (8.2):

$$[\sigma_{зм}] = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{зм} = 86,6 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 360 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Для шпонки з варіантом виконання 3 розрахункова величина напруги на зріз шпонкового з'єднання (8.7):

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 73 |

$$\sigma_{зр} = \frac{2 \cdot 59,75 \cdot 1000}{24 \cdot 7 \cdot \left(15 - \frac{7}{2}\right)} = 61,9 \text{ МПа}$$

Допустима напруга при зрізі (8.3):

$$[\sigma_{зр}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{зр} = 61,9 \text{ МПа} < [\sigma_{зр}] = 270 \text{ МПа}$$

Умова виконується

8.4 Розрахунок на кручення валу насоса

Створення отворів у стінці порожнистої труби валу може викликати неприпустиме зниження міцності, жорсткості та вібростійкості валу. Це пояснюється тим, що отвори будь-якої форми призводять до зменшення площі поперечного перерізу валу, і навантаження розподіляється між перемичками між цими отворами. Така розподілення може не забезпечити необхідну міцність в площині перерізу, що проходить через центри цих отворів. Тому для забезпечення механічної міцності порожнього валу в області отворів потрібно виконати розрахунки на міцність та вібростійкість [10].

Відомо, що напруга кручення в перерізі суцільного валу, який перпендикулярний його осі, має максимальне значення на зовнішній поверхні валу, і це значення зменшується до $\tau = 0$ на осі валу, змінюючись за прямолінійним законом. Таким чином, для суцільного валу максимальна напруга кручення визначається як [9].

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр} \cdot d}{2I_p} = \frac{M_{кр}}{W_p} \quad (8.8)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу, Н · м;

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 74 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

I_p – полярний момент інерції перерізу валу, мм⁴;

d – діаметр валу, мм;

W_p – полярний момент опору перерізу валу, мм³.

На вали круглого перерізу, які використовуються для передачі обертального руху від одного агрегату до іншого, працює крутний момент. Для визначення міцності таких валів використовується метод розрахунку за допустимими напругами, який є приблизним підходом до оцінки міцності вала, оскільки основний аспект його розрахунку зосереджений на жорсткості.

Формула розрахунку на міцність має вигляд [9]:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau] \quad \text{або} \quad \frac{\tau_{max}}{[\tau]} \leq 1 \quad (8.9)$$

Допустиму напругу на кручення приймається, як [10]:

$$[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma] \quad (8.10)$$

де $[\sigma]$ – допустима напруга на розтяг для конструкційного матеріалу, з якого виготовлений порожнистий вал, МПа.

У даному випадку вал є полим, і, крім того, згідно з конструкцією насосу, в області розташування вхідного отвору першого робочого колеса він має відкриті отвори. Для визначення полярного моменту інерції такого послабленого перерізу відносно його центру (осі валу) застосовувалася розрахункова схема, яка представлена на рис. 8.3, з чотирма відкритими отворами.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 75 |

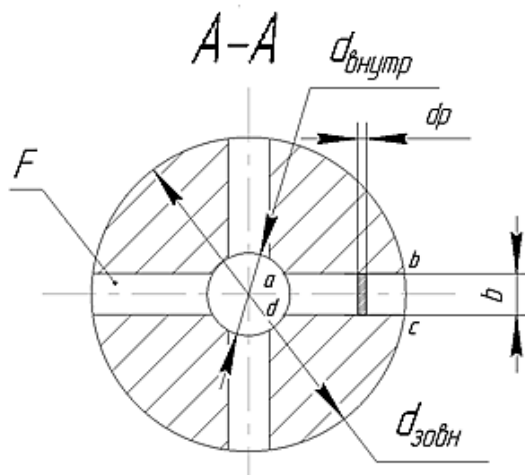


Рисунок 8.3 – Розрахункова схема перерізу полого валу в розрізі А-А

Прийнявши у припустимому наближенні, що переріз прорізів (отворів) в підлозі валу має форму прямокутника $abcd$, виділимо в ньому нескінченно малу смужку шириною $d\rho$, тоді полярний момент вказаного прямокутника [10]:

$$I_{P(abcd)} = b \cdot \frac{r_{\text{зовн}}^3 - r_{\text{внутр}}^3}{3} = b \cdot \frac{d_{\text{зовн}}^3 - d_{\text{внутр}}^3}{24} \quad (8.11)$$

де b – параметр, який конструктивно дорівнює діаметру радіального отвору $d_{\text{р.о.}}$.

Полярний момент інерції кільця в перерізі порожнього валу без прорізів [9]

$$I_p = \frac{\pi \cdot (d_{\text{зовн}}^4 - d_{\text{внутр}}^4)}{32} \quad (8.12)$$

Розрахункове значення полярного моменту інерції $I_{p(\text{розр})}$ (заштрихована частина перерізу на рис.8.3) визначається, як:

$$I_{p(\text{розр})} = I_p - n \cdot I_{P(abcd)} \quad (8.13)$$

де n – кількість отворів.

Для валу, в перерізі де встановлюються робочі колеса та гідроп'ята Б-Б (розрахункова схема перерізу, наведена на рис. 8.4), вал без отворів.

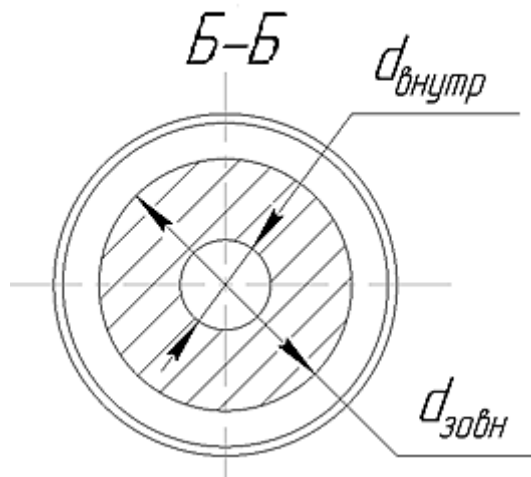


Рисунок 8.4 – Розрахункова схема перерізу полого валу в розрізі Б-Б

Вихідні дані до розрахунків

Крутний момент – $M_{кр} = 59,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Зовнішній діаметр валу у перерізі А-А – $d_{зовн} = 38 \text{ мм}$.

Внутрішній діаметр валу у перерізі А-А – $d_{внутр} = 10 \text{ мм}$.

Діаметр радіальних отворів у перерізі валу А-А – $d_{р.о.} = 10 \text{ мм}$.

Кількість радіальних отворів – $n = 4 \text{ шт}$.

Зовнішній діаметр валу у перерізі Б-Б – $d_{зовн} = 28 \text{ мм}$.

Внутрішній діаметр валу у перерізі Б-Б – $d_{внутр} = 10 \text{ мм}$.

Матеріал валу – сталь 12Х18Н10Т.

Допустима напруга на розтяг для конструкційного матеріалу, з якого виготовлений порожнистий вал – $[\sigma] = 500 \text{ МПа}$.

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 77 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

Допустима напруга на кручення для конструкційного матеріалу, з якого виготовлений порожнистий вал (8.10) – $[\tau] = 0,6 \cdot 500 \text{ МПа} = 300 \text{ МПа}$

8.4.1 Результати розрахунків для перерізу А-А

Полярний момент прямокутника у перерізі радіального отвору (8.14):

$$I_{P(abcd)} = 5 \cdot \frac{38^3 - 10^3}{24} = 11223 \text{ мм}^4$$

Полярний момент інерції кільця в перерізі порожнього валу без урахування прорізів (8.12):

$$I_p = \frac{3,14 \cdot (38^4 - 10^4)}{32} = 203623 \text{ мм}^4$$

Розрахункове значення полярного моменту інерції (8.13):

$$I_{p(\text{розр})} = 203623 - 4 \cdot 11223 = 158729 \text{ мм}^4$$

Максимальна напруга на кручення на перерізі А-А (8.8):

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр} \cdot d_{зовн}}{2I_{p(\text{розр})}} = \frac{59,75 \cdot 1000 \cdot 38}{2 \cdot 158729} = 7,15 \text{ МПа}$$

Міцність порожнього валу у перерізі А-А перевіряється за умовою (8.9):

$$\frac{7,15}{300} = 0,0238 \leq 1$$

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 78 |

Умова виконується

8.4.2 Результати розрахунків для перерізу Б-Б

Полярний момент інерції кільця в перерізі порожнього валу Б-Б (8.12):

$$I_p = \frac{\pi \cdot (d_{\text{зовн}}^4 - d_{\text{внутр}}^4)}{32} = \frac{3,14 \cdot (28^4 - 10^4)}{32} = 59332 \text{ мм}^4$$

Максимальна напруга на кручення на перерізі Б-Б (8.8):

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot d_{\text{зовн}}}{2I_{p(\text{розр})}} = \frac{59,75 \cdot 1000 \cdot 28}{2 \cdot 59332} = 14,1 \text{ МПа}$$

Міцність порожнього валу у перерізі Б-Б перевіряється за умовою (8.9):

$$\frac{14,1}{300} = 0,0469 \leq 1$$

Умова виконується

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 79 |

9. Розрахунки розвантажувального пристрою для розвантаження осьової сили

Під час виконання дипломної роботи, а саме етапу розрахунків, розрахунки розвантажувального пристрою для розвантаження осьової сили не виконувались. Розвантажувальний пристрій (гідроп'ята) було підібрано за аналоговим насосом ЦНС 180-1185. Це було зроблено за допомогою коефіцієнта подібності (відношення діаметра робочого колеса до діаметра гідроп'ята). Після цього гідроп'ята було створено в 3D (рис. 9.1)

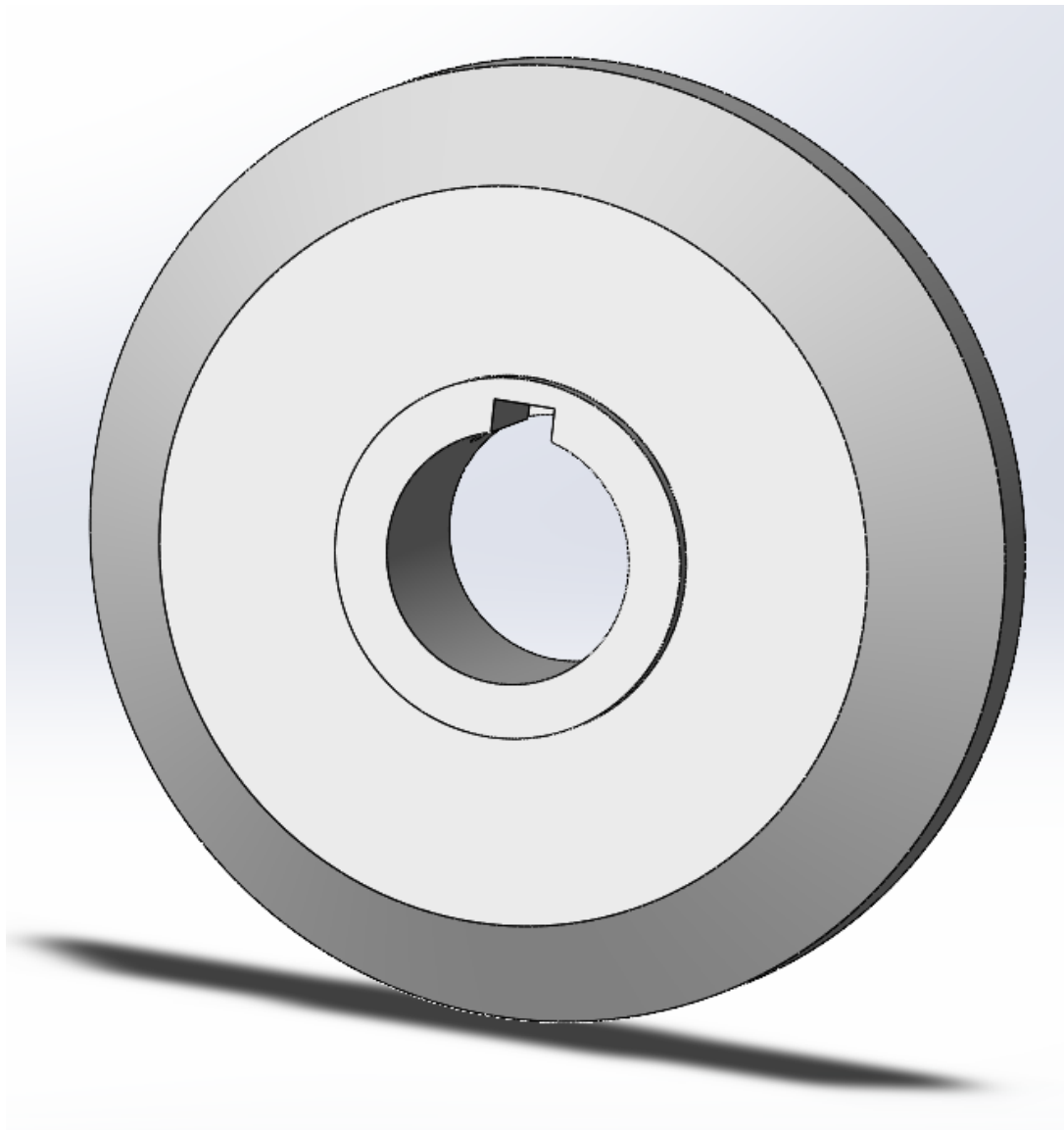


Рис. 9.1 – Гідроп'ята

вхід (**inlet**). В якості граничної умови на вході можуть бути визначені: швидкість течії, масова витрата, статичний тиск, повний тиск, та ін. Даний тип означає умову, що течія направлена в середину розрахункової області;

вихід (**outlet** або **opening**). Якщо на виході робочої області наявна течія з одностороннім напрямком, в такому разі можливо обрати тип граничної умови **outlet**. Якщо на виході робочої області течія може мати двосторонній напрямок, необхідно обирати тип **opening**.

тверда стінка (**wall**). Тип граничної умови, який визначається як тверда непроникна стінка і передбачає умову рівності швидкості нулю.

симетрична границя (**simmetry**). Ця умова визначає симетрію течії відносно границі, на якій позначена дана умова.

В посібнику користувача надається перелік рекомендованих умов на вході і виході розрахункової області.

10.2 Створення розрахункової моделі в CFX-Pre

Створення розрахункової моделі (рисунок 10.3) проводилось в пакеті CFX-Pre. Робочим середовищем виступала вода з температурою 13°C, режим протікання – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольда використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності.

В якості граничної умови на вході в розрахункову область задавалася масова витрата через робоче колесо, що визначалася за формулою:

$$G_{\text{кан}} = Q \cdot \rho \quad (10.1)$$

де ρ – густина води, для даних умов $\rho = 1050$ кг/м³;

Q – розрахунковий режим дослід, Q=63 м³/год.

| | | | | | | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|--|--|--|--|--|-------------------|------|
| | | | | | | | | | | 3Н.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | | | | | | 84 |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | | | | | | |

10.3 Виконання розрахунку та отримання результатів

Розрахунок виконується в окремому модулі, який має назву «CFX-Solver Manager». Заходимо в Launcher→CFX-Solver Manager, Define Run. В закладці Solver Input File завантажуюємо файл з розширенням def.→Open.

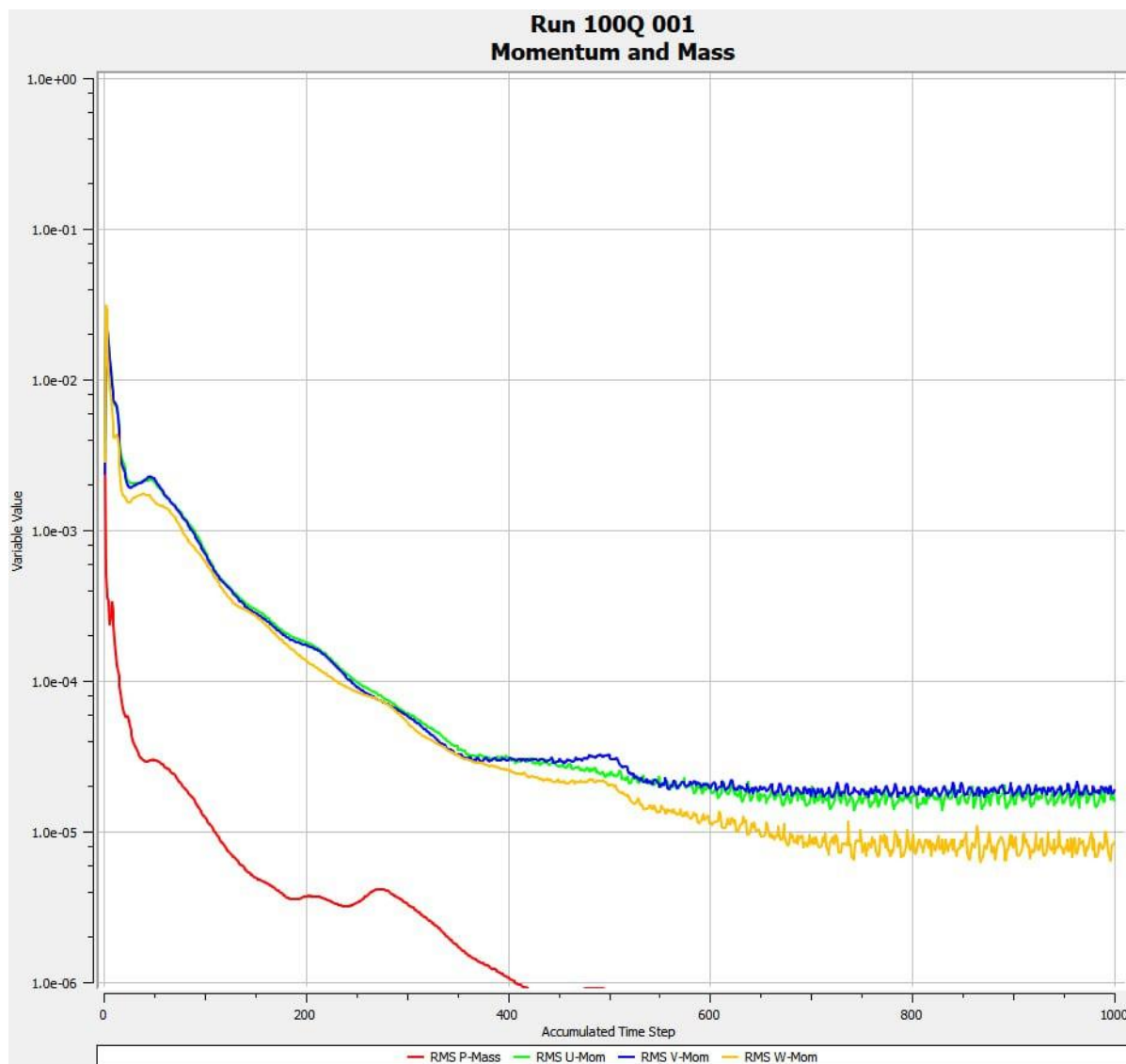


Рисунок 10.4 – Графік сходження рівнянь швидкостей і маси

| | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|
| | | | | |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата |

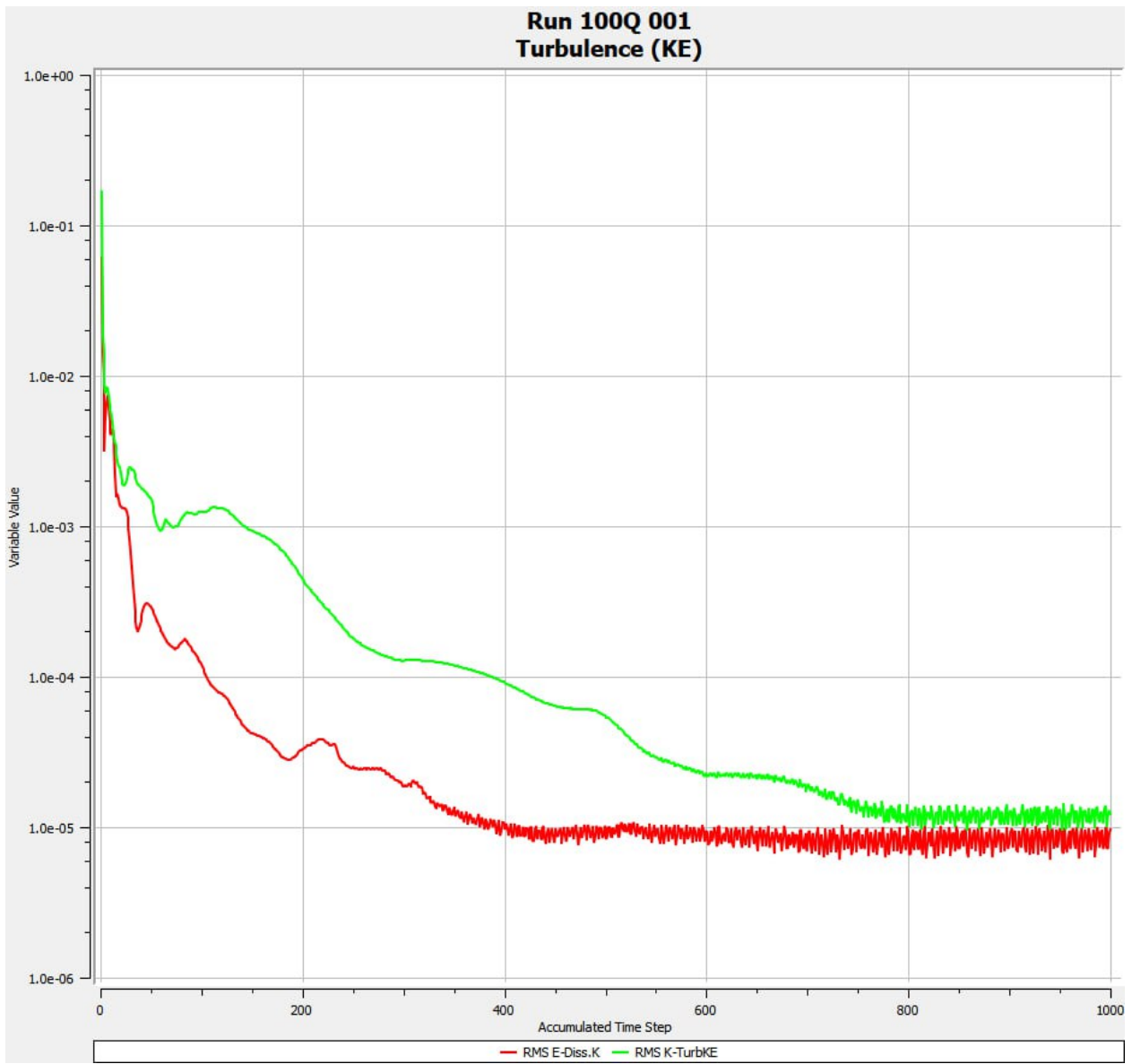


Рисунок 10.5 – Графік сходження рівнянь моделі турбулентності

| | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|
| | | | | |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата |

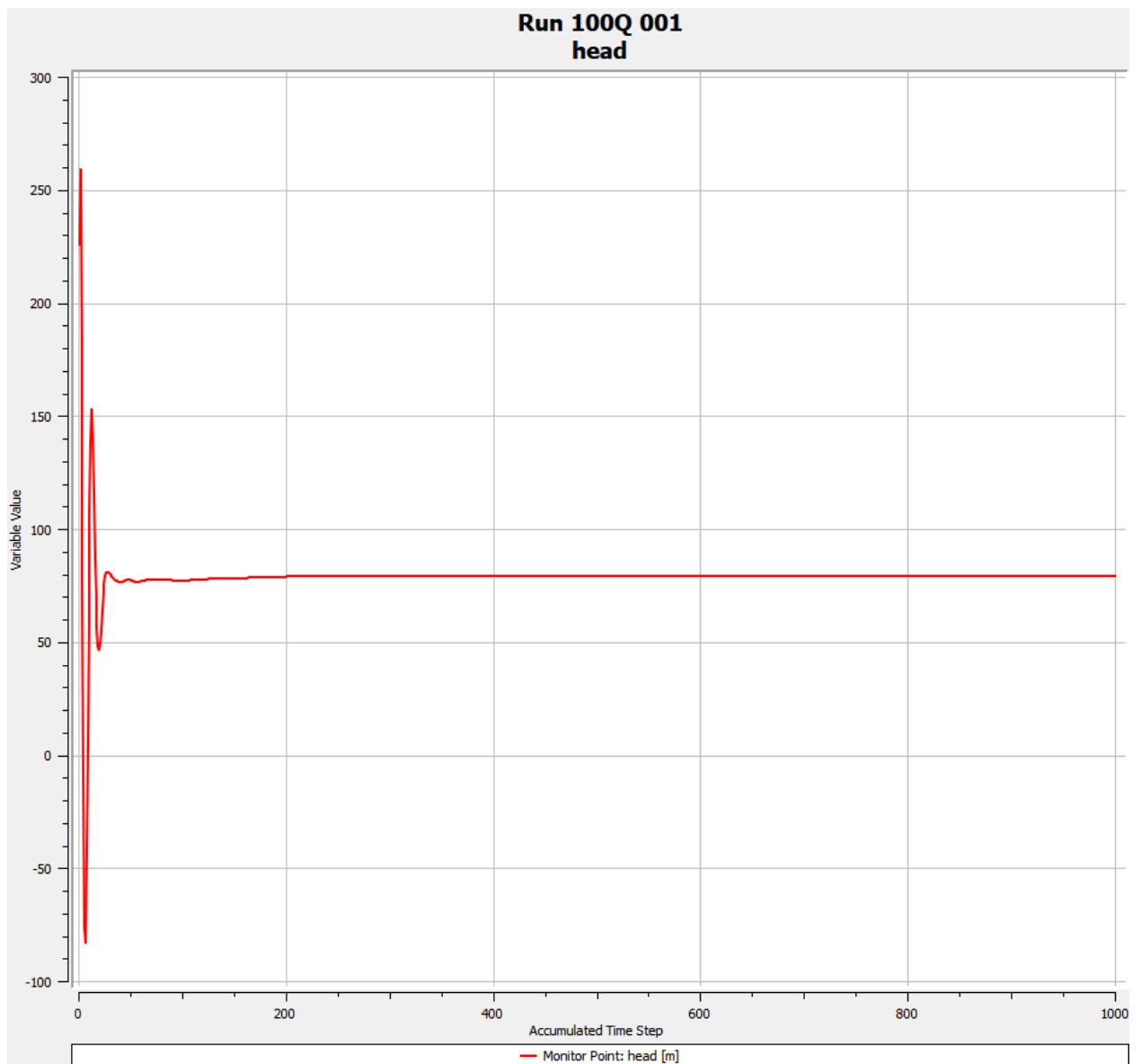


Рисунок 10.6 – Графік сходження значень напору

Висновок

У ході вивчення та аналізу технічного завдання, проектування та числового моделювання високообертового занурювального насоса ЗН 63-150 та його насосного агрегату ЗНА 8-63-150 були розглянуті різні аспекти, включаючи технічні характеристики, конструкційні особливості та параметри ефективності.

Розроблено проекти деталей проточної частини, основних вузлів та корпусних деталей насоса, спрямованих на підвищення показників енергоефективності, надійності та зменшення масогабаритних параметрів порівняно із конкурентними насосними агрегатами.

За результатами числового моделювання робочого процесу насоса ЗН 63-150 встановлено його високий коефіцієнт корисної дії (80%), що суттєво перевищує показники аналогів на ринку. Це свідчить про високий потенціал ефективності та продуктивності розробленого насоса.

Методика проведення розрахунків на міцність, вібростійкість та аналіз навантажень деталей насоса ЗН 63-150 підтвердила його високу надійність та роботоздатність. Результати аналізу підтверджують, що основні деталі та елементи розробленого насоса та агрегату відповідають вимогам міцності та стійкості до вібрацій, що гарантує їх безперебійну та ефективну роботу в умовах реальної експлуатації.

Отже, на основі виконаного аналізу та проведених розрахунків можна зробити висновок про успішне досягнення поставлених цілей у створенні високоефективного та надійного занурювального насоса ЗН 63-150. Розроблений продукт вирізняється покращеними технічними характеристиками і може знайти широке застосування в різних галузях промисловості та нафтогазового сектора.

| | | | | | | |
|-------|------|---------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | ЗН.00.01.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змін. | Арк. | №докум. | Підпис | Дата | | 90 |

11. Економічна частина(Що таке організаційна структура підприємства)
<https://online.novaposhta.education/blog/yak-organizuvati-strukturu-pidpriyemstva-aktualni-vidi-i-formati#:~:text=організаційної%20структури%20підприємства.-,Що%20таке%20організаційна%20структура%20підприємства,між%20підрозділами%20і%20керівними%20органами>
12. Охорона праці(Захист від вібрації та неіонізуючих випромінювань. Вимоги безпеки до технологічного обладнання і процесів) <http://opcb.kpi.ua/wp-content/uploads/2014/09/Лекція-7.pdf>
13. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Електронний ресурс], – 2010. – 261 р. – Режим доступу : <http://www.ansys.com>.
14. А.М. Тугай, В.О. Орлов, В.О. Шадура «Бурова справа в водопостачанні» Рівне 2004. 267 с.
15. С. С. Душкін, М. В. Дегтяр «НАДІЙНІСТЬ ВОДОПРОВІДНО-КАНАЛІЗАЦІЙНИХ СИСТЕМ» ХАРКІВ ХНУМГ ім. О. М. Бекетова 2015. 115 с.
16. HYDRO-VACUUM <http://www.hydro-vacuum.com.ua>