

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Микола СОТНИК

\_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**на здобуття освітнього ступеня магістр**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розроблення агрегату електронасосного АСВН 22-15 для потреб цукрової промисловості**

Здобувача групи ГМм-21      Жахалова Владислава Геннадійовича

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

\_\_\_\_\_ Жахалов Владислав Геннадійович

Керівник

асистент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Владислав КОНДУСЬ

\_\_\_\_\_

**Суми – 2023**

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

Жахалова Владислава Геннадійовича

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема: **Розроблення агрегату електронасосного АСВН 22-15 для потреб цукрової промисловості**

затверджена наказом по університету від " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 201\_р. № \_\_\_

2. Термін здачі 21 грудня 2023 р.

Вихідні данні : подача – 22 м<sup>3</sup>/год; напір – 15 м; густина рідини 1200 кг/м<sup>3</sup>

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 (*розрахунок гідродинамічних сил, що діють на ротор; розрахунок валу на статичну міцність та витривалість; розрахунки на довговічність підшипників; розрахунок та вибір кінцевого ущільнення*); вибір муфти крутного моменту; вибір електродвигуна; виконання завдань по охороні праці.

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

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці			

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка	
1	Загальна відомості щодо роботи насосів у цукровій промисловості	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 з вибору електродвигуна	до 22.11.2023		
10	Розрахунок кінцевого ущільнення	до 24.11.2023		
11	Розрахунки на міцність			
12	Розрахунки з вибору підшипників			
13	Креслення робочого колеса	до 27.11.2023		
14	Креслення корпусу	до 01.12.2023		
15	Створення 3D моделі насоса. Виконання числового розрахунку	до 11.12.2023		консультант – Лобуренко М.В.
16	Теоретичне креслення відводу	до 13.12.2023		консультант – керівник роботи
17	Робоче креслення корпусу	до 15.12.2023		
18	Монтажне креслення насосного агрегату	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)

Жахалов В. Г.

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

Кондусь В. Ю.

## Анотація

Пояснювальна записка: 84 с., 37 рисунків, 8 таблиць, 14 літературних джерел.

Тема випускної роботи магістра «Розроблення агрегату електронасосного АСВН 22-15 для потреб цукрової промисловості».

Графічні матеріали (4 листи А1 у перерахунку) – 1 лист формату А1: монтажне креслення електронасосного агрегату; 2 листи формату А2: теоретичне креслення кільцевого відводу, робоче креслення робочого колеса; лист формату А2х3: складальне креслення вільновихрового насоса СВН 20/14.

Мета роботи – розробка вільновихрового насоса СВН 20/14 шляхом виконання модельного розрахунку.

Відповідно до поставленої мети було виконано:

- модельний розрахунок;
- визначено гідродинамічні сили, що діють на ротор насоса;
- розвантаження осьової сили шляхом використання радіальних лопатей (імпелерів);
- розрахунки валу на міцність;
- розрахунки сальникового ущільнення, шпонок, муфти крутного моменту;
- кавітаційні розрахунки насоса;
- підбір електродвигуна;
- розрахунки підшипників на довговічність;
- тривимірну модель робочого колеса;
- економічний розділ;
- розділ охорони праці.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КІЛЬЦЕВИЙ ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ.

## ЗМІСТ

С.

Вступ.....	5
1 Вибір конструктивної схеми насоса.....	8
2 Опис конструкції вибраного насоса.....	12
3 Розрахунок проточної частини насоса.....	15
4 Розрахунок гідродинамічних сил .....	28
4.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	28
4.2 Визначення радіальної сили.....	30
4.3 Врівноваження осьової сили.....	30
5 Розрахунок насоса на кавітацію .....	33
6 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	34
7 Розрахунки на міцність.....	38
7.1 Розрахунок конструкції валу .....	38
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	41
7.2.1 Вибір типу ущільнення .....	41
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	42
7.3 Розрахунок вала.....	43
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	43
7.3.2 Наближений розрахунок вала .....	45
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала .....	47
7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань .....	49
7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом.....	49
7.4.2. Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою ..	52
7.5 Вибір муфти крутного моменту .....	54
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність .....	57
8 Розробка 3D-моделі робочого колеса .....	61
9 Чисельне дослідження течії у проточній частині насоса.....	69
10 Економічний розділ.....	70
11 Розділ з охорони праці.....	75
Список використаної літератури .....	80

## Вступ

Динамічні роторні насоси вільновихрового типу дії (ВВН) [6] на сьогодні час справедливо можна віднести до достатньо прогресивного типу лопатевих динамічних насосів. Серед низки інших переваг головною перевагою можна вважати здатність цих насосів до перекачування різноманітного типу, виду та складу гідросумішей (тобто сумішей, які містять крім рідкої фракції й іншу – тверду, газову) [33].

За конструктивними ознаками та характером робочого процесу ВВН суттєві відрізняються від відцентрових та мають наступні особливості [33]:

- робоче колесо вільновихрового насоса розміщене у розточуванні задньої стінки корпусу, який у свою чергу має вільну камеру, яку не перетинають обертові деталі. Саме тому частина потоку рідини, яка надходить у насос, проходить через вільну камеру без контакту із лопатями робочого колеса вільновихрового насоса;
- робочий об'єм вільновихрового насоса – однозв'язний. Це означає, що будь-який замкнений контур, узятий усередині об'єму, може бути стягнений у точку без перетину меж об'єму. Робочий об'єм відцентрових насосів навпаки багатозв'язний – якщо узяти замкнений контур у рідкому об'ємі навколо лопаті, то він не може бути стягнутий у одну точку без перетину її поверхні. На практиці використання насосів це означає, що волокна наявні у рідині під час перекачування забруднених сумішей, можуть намотуватися на лопаті відцентрового насоса, забиваючи його проточну частину. У вільновихровому ж насосі така небезпека відсутня;
- завдяки наявності вільної камери забезпечений мінімальний контакт рідини з робочим колесом вільновихровоого насоса, що дозволяє перекачувати крихкі продукти без їхнього особливого пошкодження;
- у вільновихровому насосі відсутні передні ущільнення, та відповідно, відсутні проблеми, пов'язані з ними (зношування, забивання, регулювання, промивання тощо);

- більш проста форма проточної частини знижує металоємність насоса, полегшує його складання, створює кращі умови для високого ступеня уніфікації;
- високий рівень стійкості до зношування під час перекачування сумішей із вмістом абразивних твердих частинок унаслідок того, що основна частина потоку перекачуваного середовища проходить через насос без контакту з робочим колесом вільновихрового насоса;
- конструктивне виконання вільновихрового насоса дозволяє з невеликими витратами виконувати ремонт та виготовлення запасних частин безпосередньо на місці експлуатації насоса;
- насос є достатньо зручним у експлуатації, практично не закупується та надійний упродовж усього терміну його служби.

Крім того вільновихрові насоси мають цілу низку позитивних якостей [33]:

- забезпечують високу надійність роботи під час перекачування газоподібних сумішей із вмістом газової фракції до 50%;
- здатні до перекачування в'язких рідин та сумішей із великими домішками з розміром до 0,8 від ширини вільної камери вільновихрового насоса;
- мають високу усмоктувальну здатність (висота усмоктування до 8 м);
- мають малу чутливість до кавітаційних явищ.

Основні недоліки вільновихрових насосів [6]:

- низький рівень їхньої економічності, який залежно від конструктивного типу та розмірів насоса становить 35-58%;
- відносно низькі напори насосів (до 100 м).

Насоси вільновихрового типу різних модифікації широко застосовують [33]:

- у комунальному господарстві для перекачування фекальних рідин, ґрунтових та стічних вод, каналізаційного мулу;
- у сільськогосподарському виробництві для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби тощо;
- у харчовій промисловості для перекачування легкопошкоджуваних продуктів, соків, сиропів, суспензій тощо;

- у целюлозопаперовій та хімічній галузях промисловості для транспортування деревної маси, макулатури, полімерів, віскозної сировини, газоподібних рідин та інших продуктів.

Існує перспектива також і для застосування вільновихрових насосів у тепловій енергетиці у системах кулькового очищення від забруднень конденсаторів парових турбін, у чорній металургії для гідротранспортування шламу, золи, руд, хвостів на гірничо-збагачувальних фабриках; у нафтовій промисловості для перекачування відходів нафтохімічної промисловості; у вугільній промисловості для гідротранспортування вугілля та вугільного шламу тощо. Вільновихрові насоси також можна успішно використовувати під час подавання піску, ґрунту, гравію та інших абразивних речовин [6].



## 1 Вибір конструктивної схеми насоса

Від моменту розроблення та впровадження першої конструктивної схеми вільновихрового насоса [6], було створено значну за своїм складом низку різноманітних конструктивних схем вільновихрових насосів. Аналіз усіх цих конструктивних схем свідчить, що усі вони мають як недоліки, так і переваги.

Цілком зрозуміло, що така ситуація склалася унаслідок великої кількості різноманітних за своїм типом або складом гідросумішей, перекачуваних насосами цього типу, та намаганням створити таку конструкцію вільновихрового насоса, яка була б найбільш ефективною для перекачуванню саме цієї рідини (гідросуміші). Таким чином упродовж багатьох років й було створено три основні конструктивні схеми вільновихрових насосів: Вемко, Туро, Сека.

Вільновихровий насос типу Вемко («Wemco») (рис. 1.1) було розроблено фірмою «Western Machinery Co» у 1954 році в США. Ці насоси не набули широкого використання у світовій практиці гідромашинобудування, оскільки вони мали суттєвий недолік – низьке значення коефіцієнту корисної дії (приблизно від 30 % до 40 %). Проте вони досить широко застосовуються у США у різних галузях:

- каналізаційні насосні станції;
- асенізаційні установки;
- очисні споруди;
- сільське господарство;
- харчова промисловість;
- інші.

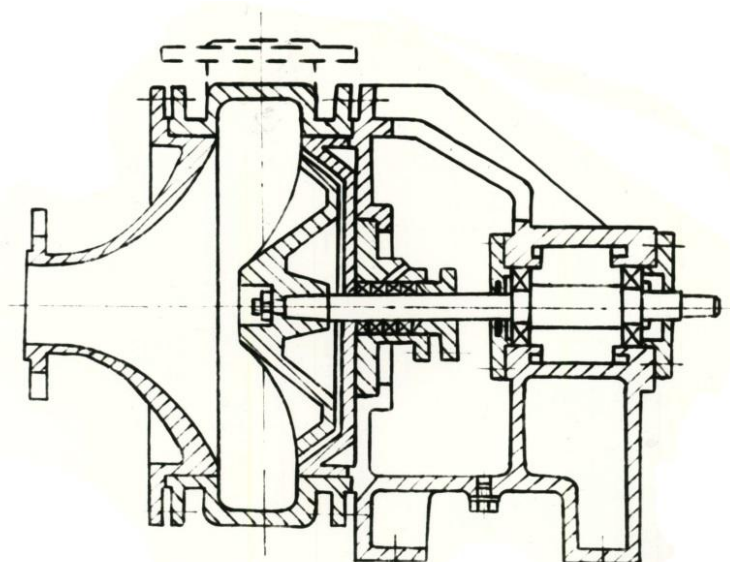


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу “Wemco”

Насос типу “Wemco” складається із корпусу, який містить вихрову камеру. Патрубки: усмоктувальний – осьовий, напірний – тангенціальний. Робоче колесо насосів цього типу подібне до робочого колеса гідравлічної муфти. Найкраще результати (порівняно із вільновихровими насосами інших конструктивних виконань) такі насоси досягають під час перекачування гідросумішей, які містять у своєму складі великі за своїми розмірами тверді домішки.

Наступною конструктивною схемою у лінійці вільновихрових насосів стала схема Туро («Turo») фірми Egger, Швейцарія. Порівняно із схемою “Wemco” ці насоси мали більші значення напору та коефіцієнту корисної дії. У насосі типу «Turo» (рис.1.2) робоче колесо складається із маточини, диску та лопатей. Лопаті виконані із прямих пластин та встановлені на диску радіально. Таке конструктивне виконання дозволяє інтенсифікувати енергетичний обмін між робочим колесом і потоком перекачуваної рідини, що дозволяє підвищити напір насоса та його ККД (приблизно до 54%).

Насоси цього типу використовують переважно для перекачування гідросумішей, які містять тверді абразивні або довгі волокнисті включення.

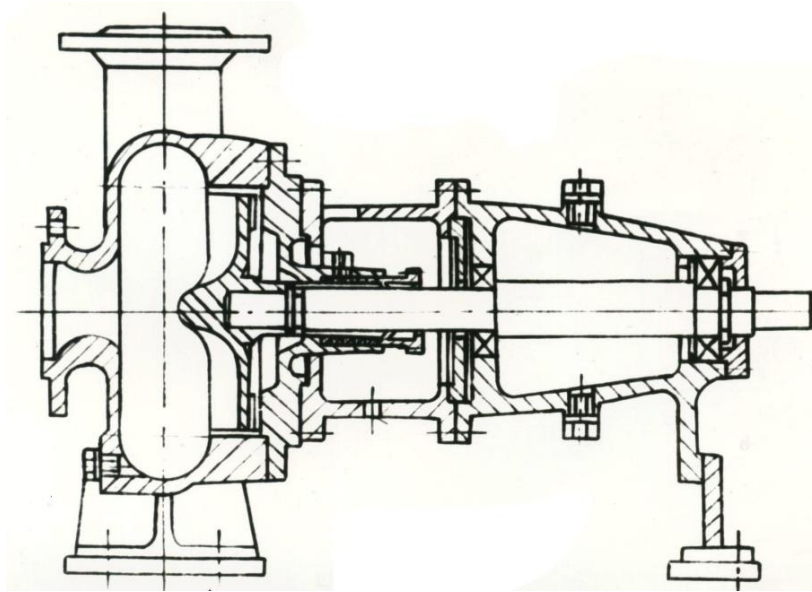


Рисунок 1.2 – Вільновихровий насос типу “Turo”

Останній (третій) тип вільновихрових насосів Сека («Seka») було отримано фірмою E. Vogel (Австрія) за рахунок висування робочого колеса насоса у вільну камеру корпусу із ніші, у якій власне й розміщене робоче колесо (рис. 3). Такий насос має більше значення напору та ККД порівняно із насосами типу «Turo», проте вони мають також і суттєвий недолік – можливість забивання проточної частини перекачуваним продуктом. Така ситуація є найбільш небезпечною у разі перекачування насосом гідросумішей, які містять великі за своїм розміром або довгі волокнисті домішки.

Крім описаних трьох конструктивних схем вільновихрових насосів існують також й інші, які переважно є модифікаціями та комбінаціями вже наведених схем.

Під час вибору конструктивної схеми насоса під час виконання проектування необхідно враховувати як робочі параметри, так і особливі умови експлуатації, пов’язані з особливостями перекачуваного середовища (наявність у рідині газу, твердих або волокнистих домішок тощо).

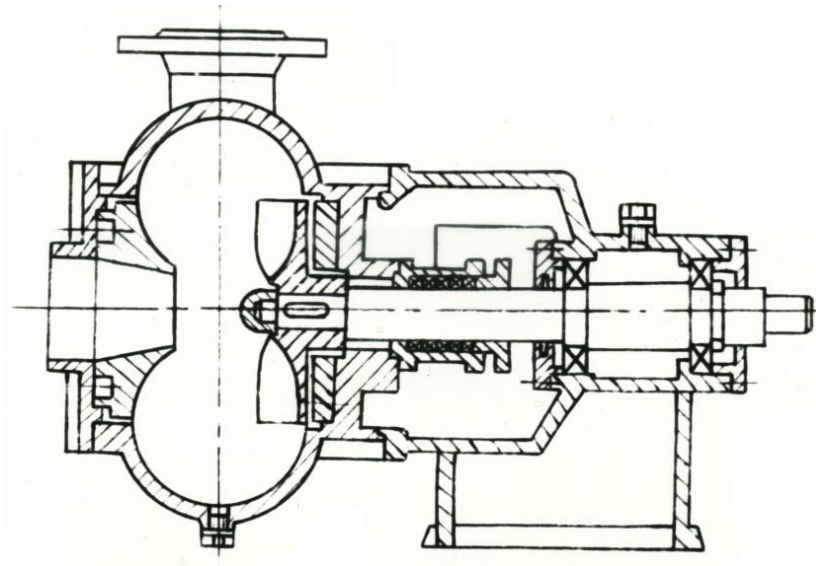


Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу “Seka”

Найбільш застосовуваною конструктивною схемою вільновихрових насосів є схема «Turo» завдяки своїм перевагам:

- достатньо високе значення коефіцієнту корисної дії;
- мінімальне пошкодження перекачуваного насосами продуктів;
- простота виготовлення та ремонту;
- відсутність забивання проточної частини насоса.

## 2 Опис конструкції вибраного насоса

Конструктивною особливістю вільновихрових насосів є наявність значної за своїми розмірами вихрової камери.

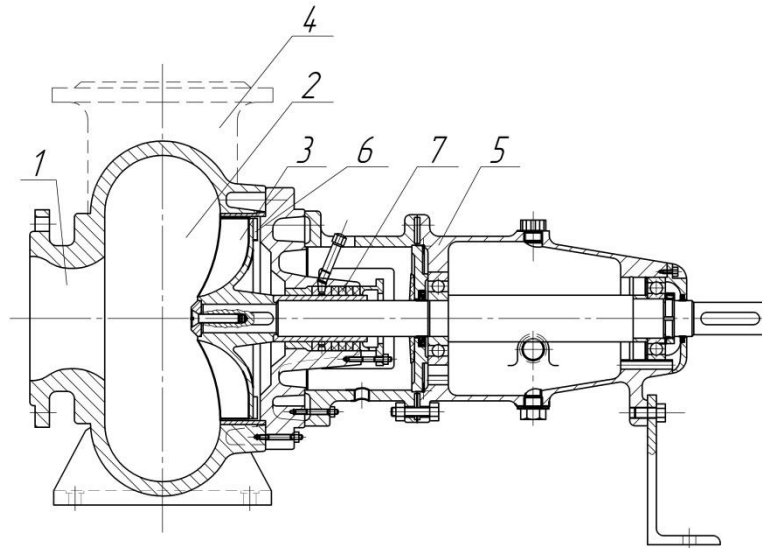


Рисунок 2.1 – Вільновихровий насос типу “Turgo”

Вільновихровий насос типу “Turgo” (рис. 2.1) працює наступним чином. Рідина потрапляє у насос через осьовий усмоктувальний патрубок та надходить до вихрової камери. У вихровій камері насоса відбувається контакт перекачуваної рідини із робочим колесом насос. У результаті силової взаємодії рідина отримує від робочого колеса енергію та викидається на периферію вихрової камери. Разом із тим рідина отримує колову швидкість. Таким чином утворюються два потоки рідини у вихровій камері насоса: поздовжній вихор та транзитний потік. Між цими потоками відбувається інтенсивний вихровий обмін. Унаслідок цього перекачуваний вільновихровим насосом продукт контактує не з робочим колесом, а з поздовжнім вихором. Така особливість робочого процесу насоса дозволяє перекачувати широкий спектр схильних до пошкодження (крихких) продуктів без їхньої руйнації.

Насос має уніфіковану опорну стійку 5. Осьове зусилля в насосі врівноважується за допомогою імпеллерів 6. Ротор насоса демонтується з боку з'єднувальної муфти, виконаної з проміжною проставкою. У насосах можуть бути використані сальникові 7 або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може виконуватися з чавуну, сталі, бронзи, а також гумованою.

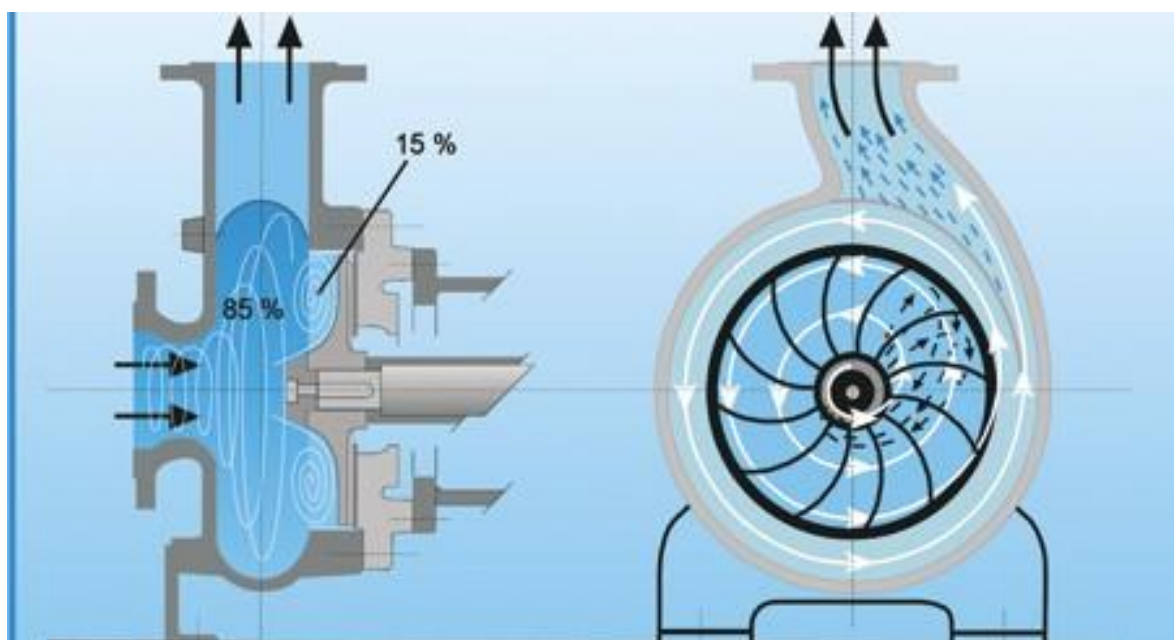


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туго»

Вільновихрові насоси широко використовують під час необхідності перекачування багатофазних рідин із великим вмістом твердих і волокнистих домішок та газоподібних бульбашок, зокрема, під час перекачування побутових та промислових стоків. У цих випадках вільновихрові насоси забезпечують значно більшу надійність та довговічність роботи у порівнянні із іншими відцентровими насосами відомих конструкцій, хоча при цьому вони й поступаються ним за рівнем економічності (величиною коефіцієнту корисної дії).

Крім того, необхідно зазначити, що вільновихрові насоси є набагато простішими під час виготовлення, тому що лопаті їхніх робочих коліс є плоскими пластинами, а відводи, зазвичай, виконують кільцевими (спіральні типи відводів

зустрічаються дуже рідко оскільки вони мало впливають на ефективність роботи вільновихрового насоса).

Насоси цього типу мають досить високу надійність роботи під час перекачування газоподібних сумішей із вмістом газу до 50 %, великих твердих абразивних або волокнистих включень розміром до 0,8 від ширини вільної камери, їхня висота всмоктування досягає величини 8 м (що значно перевищує аналогічний параметр у відцентрових насосів), а також вільновихрові насоси є мало чутливими до кавітаційних явищ. Конструкція вільновихрових насосів простіша і дешевша (порівняно з відцентровими насосами), може працювати на суміші рідини і газу із великим вмістом газової фракції, а також слід зазначити, що подача вільновихрових насосів менше залежить від протитиску мережі.

Конструкція вільновихрового насоса з такою проточною частиною є найбільш ефективною порівняно із іншими типами динамічних лопатевих насосів у разі перекачування рідин із різними (твердими або довгими волокнистими) домішками.

### 3 Розрахунок проточної частини насоса

Вихідні дані до виконання кваліфікаційної роботи (табл. 3.1):

Таблиця 3.1 – Вихідні дані

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	22	м <sup>3</sup> /год
Напір (H)	15	м
Густина рідини ( $\rho$ )	1200	кг/м <sup>3</sup>
Частота обертання ( $n$ )	1500	об/хв

Під час попередніх досліджень встановлено, що на напір і ККД СВН істотно впливають співвідношення геометричних параметрів проточної частини.

На підставі попередньо проведених дослідів, а також досліджень [1; 4; 5; 7; 19; 32; 63] встановлені такі оптимальні співвідношення для геометричних розмірів насоса, які рекомендуються під час проектування проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 3.1).

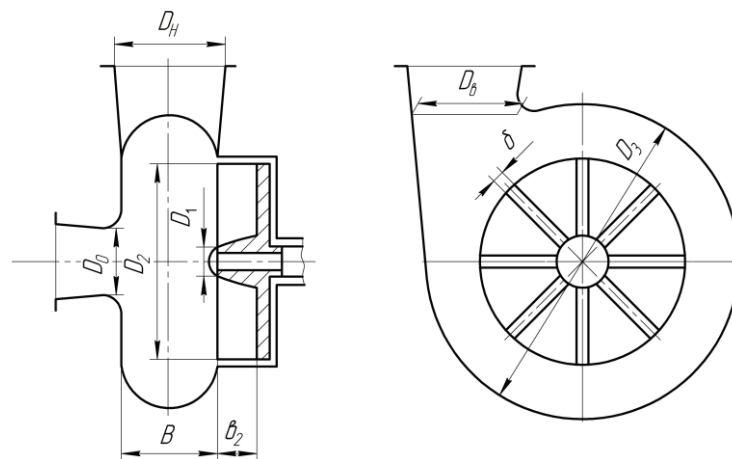


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу "Turo"

Для робочого колеса:



- РК з прямими радіальними лопатками ( $\beta_{2,l} = \beta_{2,y} = 90^\circ$ ) як найбільш технологічне при виготовленні;
- відносне значення діаметра входу РК  $\bar{D}_1 = 0,15 - 0,25$  (зазвичай приймають  $\bar{D}_1 = 0,2$ );
- відносна ширина лопатки колеса на виході  $\bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17$ ;
- число лопатей  $Z = 10$ ;
- відносна товщина лопаті  $\bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$  (зазвичай приймають з урахуванням абразивності перекачуваного середовища і технологічних можливостей).

При проектуванні СВН типу "Turo" найбільш технологічною і оптимальною для напору і ККД є кільцева форма відводу з округленим меридіанним профілем.

Для кільцевого відводу:

- відносний радіус розташування язика  $\bar{R}_{яз} = 1,3 - 1,4 = 1,35$ ;
- ширина вільної камери  $B$  визначається в залежності від коефіцієнта швидкості  $n_s$  за графіком (рис. 3.2);
- діаметр кільцевого відводу  $D_3 = D_2 + B$ ;
- діаметр виходу на рівні язика відводу  $D_B = B$ , приймаємо рівним 50 мм;
- циліндричний або конфузорной всмоктуючий патрубок з діаметром

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot Q / (\pi \cdot V_0)} \quad (3.1)$$

де

$$V_0 = K_{V0} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.2)$$

при коефіцієнті вхідної швидкості:

$$K_{V0} = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3} \quad (3.3)$$

(Менше значення приймається для більш в'язких рідин з великим вмістом твердих включень).

За розрахунками повинна виконуватися умова  $D_0 \geq B$ .

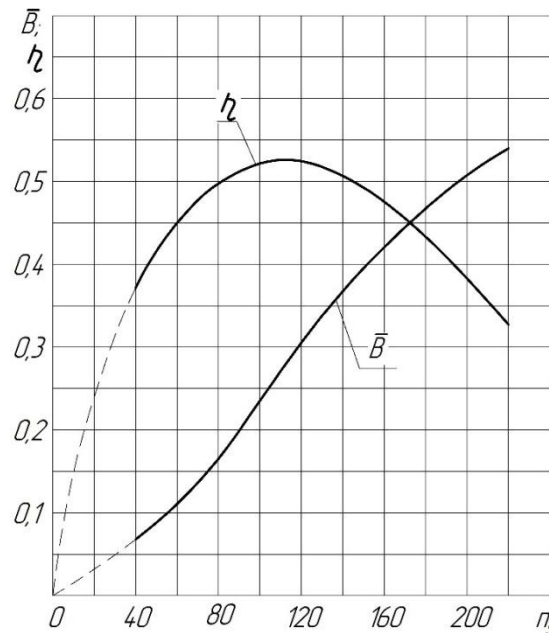


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери  $\bar{B}$  від  $n_s$

Методика розрахунку вільновихрових насосів:

Методика розрахунку рекомендована при проектуванні СВН типу «Туго» і може бути використана в діапазоні коефіцієнта швидкохідності  $n_s = 60-140$ .

Розрахунок вільновихрових насосів полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини на задані параметри насоса.

Порядок розрахунку насоса:

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.4)$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{1500 \sqrt{22/3600}}{15^{3/4}} = 56$$

2 За графіком (рис. 3.2) визначають ККД і відносну ширину вільної камери:

$$\eta = f(n_s) = 43\%, \quad \bar{B} = f(n_s) = 0,1.$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів РК:

$$\bar{D}_1 = 0,2, \quad \bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17, \quad Z = 10, \quad \bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02.$$

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \sqrt{H} \quad (3.5)$$

де

$$A = \left[ \frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

$\eta_{\text{мех}}$  - механічний ККД насоса (для малих і середніх насосів можна прийняти  $\eta_{\text{мех}} = (0,95 - 0,97)$ );

$K = 7,023 \cdot 10^{-3}$  - постійний коефіцієнт;

$\eta$  - ККД насоса, визначається в залежності від  $n_s$ ;

$F_1$  - функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або графічною залежністю (рис. 3.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК  $\bar{D}_1 = 0,2$ ,  $F_1 = 1,91 \cdot 10^{-2}$ ;

$F_2$  - функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення  $\bar{V}/\bar{b}_2 = 0,1/0,17 = 0,59$  (рис. 3.4),  $F_2 = 2,4$ ;

$n$  - частота обертання РК, об / хв.

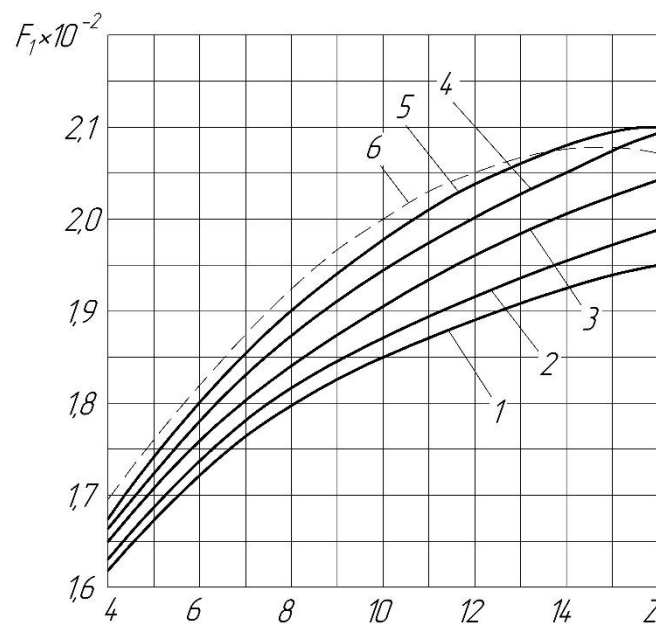


Рисунок 3.3 – Залежність функції  $F_1$  від числа лопаток РК при

$\bar{D}_1 = 0,2$ : 1 –  $\bar{\delta} = 0,005$ ; 2 –  $\bar{\delta} = 0,01$ ; 3 –  $\bar{\delta} = 0,02$ ; 4 –  $\bar{\delta} = 0,03$ ;

5 –  $\bar{\delta} = 0,04$ ; 6 –  $\bar{\delta} = 0,05$

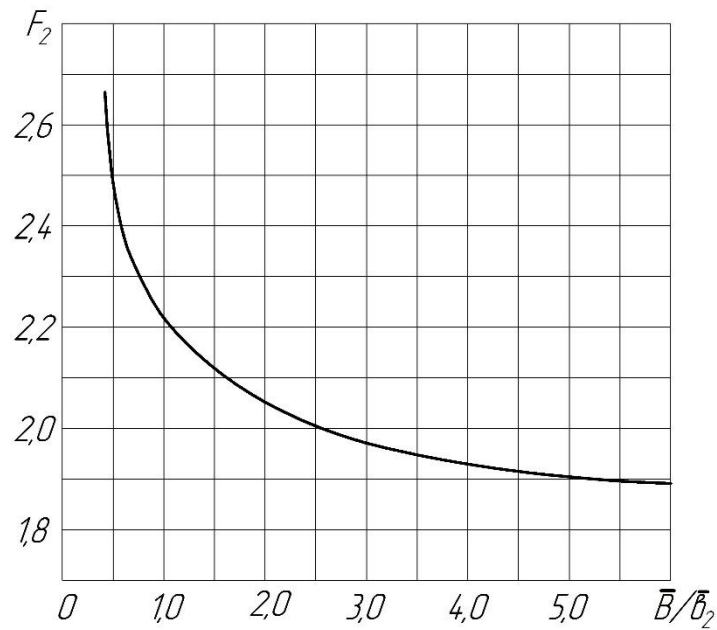


Рисунок 2.4 – Залежність функції  $F_2$  від співвідношення  $\bar{V}/\bar{b}_2$

$$A = \left[ \frac{0,96}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,43 \cdot 1,91 \cdot 10^{-2} \cdot 2,4} \right]^{1/2} = 83,28 ;$$

$$D_2 = \frac{83,28}{1500} \sqrt{15} = 0,215 \text{ мм.}$$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2 = 0,2 \cdot 0,215 = 0,043;$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2 = 0,17 \cdot 0,215 = 0,037;$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2 = 0,02 \cdot 0,215 = 0,004.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = \bar{B} \cdot D_2 = 0,28 \cdot 0,215 = 0,06.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B = 0,215 + 0,06 = 0,275 \text{ м}$$

$$D_B = B = 0,06$$

$$D_{\text{яз}} = \overline{D_{\text{яз}}} \cdot D_2 = 1,3 \cdot 0,215 = 0,28 \text{ м}$$

8 Розраховують діаметр входу в насос  $D_0$  по (3.1) і перевіряють умову

$$D_0 \geq D_e = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3} = (0,2 - 0,25) \cdot (56 / 100)^{2/3} = 0,136 - 0,170$$

Приймаємо  $K_{V_0} = 0,153$ .

Швидкість у вхідному патрубку:

$$V_0 = 0,153 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 15} = 2,62 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу:

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{22}{3600} / (3,14 \cdot 2,62)} = 0,0545,$$

Приймаємо  $D_0 = 55 \text{ мм.}$

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \quad (3.7)$$

$$N = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{22}{3600}\right) \cdot 15}{0,53} = 2036 \text{ Вт} = 2,036 \text{ кВт}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу  $\kappa$  визначають як:

$$N_{\text{дв}} = \kappa \cdot N; \quad (3.8)$$

$$N_{\text{дв}} = 1,35 \cdot 2,036 = 2,75 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт запасу  $\kappa$  вибирають залежно від потужності:

до 2 кВт	$\kappa = 1,5;$
від 2 до 5 кВт	$\kappa = 1,25 - 1,5;$
від 5 до 50 кВт	$\kappa = 1,15 - 1,25;$
від 50 до 100 кВт	$\kappa = 1,08 - 1,15;$
від 100 кВт і більше	$\kappa = 1,05.$

Обирається електродвигун асинхронний серії 4А (ГОСТ 19523-81) 4А90S42У3 з синхронною частотою обертання 1500 об/хв, ковзанням  $S=5,4\%$ . Потужність ЕД 3 кВт.

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{N \cdot 48960}{n \cdot [\tau_{кр}]}} \quad (3.9)$$

де  $[\tau_{кр}]$  - допустиме напруження кручення, Па.

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 48960}{1500 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,014 \text{ м.}$$

Отриману розрахункову величину  $d_B$  округлюють до найближчого нормалізованого діаметра в бік збільшення.

Внутрішній механічний ККД враховує втрати на дискове тертя.

Під дисковими втратами маються на увазі втрати енергії на тертя робочої рідини по зовнішнім поверхням робочого колеса. Ці втрати залежать від перебігу рідини в зазорах між обертовими дисками і стінками корпусу. Схема ступеня насоса наведена на рисунку 2.5.

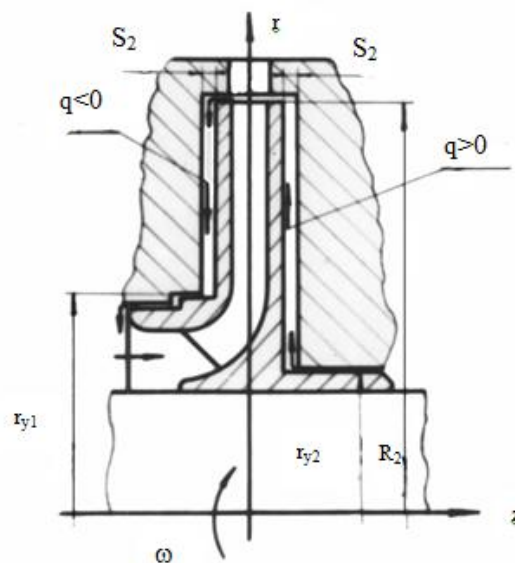


Рисунок 2.5 – Схема ступеня насоса



Момент тертя одного боку диска про рідину в замкнутому просторі може бути представлений у вигляді:

$$M = C_f \rho g R_2^5 \omega^2, \quad (3.10)$$

де  $C_f$  – сумарний коефіцієнт тертя, що визначається за формулою:

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f, \quad (3.11)$$

де  $C_{f0}$  – коефіцієнт тертя;

$\Delta C_f$  – поправка, що враховує перетік у пазусі, знаходиться за наступною формулою:

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(S/R_2)^{0,5}}{Ga^{0,05} K^{0,4}}, \quad (3.12)$$

де  $Ga$  – критерій Галілея, що розраховується за формулою:

$$Ga = \frac{gR_2^2}{\nu^2} \quad (3.13)$$

$$Ga = \frac{9,81 \cdot 0,1075^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 1,127 \cdot 10^5$$

$K$  – коефіцієнт, що враховує відношення колової швидкості периферії диску до середньої радіальної швидкості руху рідини в зазорі. Він знаходиться за формулою:

$$K = 2\pi R_2 S \frac{\omega}{q}, \quad (3.14)$$

де  $S$  – ширина пазухи, що обчислюється, виходячи із наступної залежності:

$$\left(\frac{S}{R_2}\right)_{\text{опт}} = \frac{2,963}{Re^{0,34}}, \quad (3.15)$$

Тут:

$$Re = \frac{\omega \pi r_2^2}{\nu} \quad (3.16)$$

$$Re = \frac{157 \cdot 3,14 \cdot 0,1075^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 5,66 \cdot 10^6$$

Тоді:

$$S_{\text{опт}} = \frac{2,963 \cdot 0,1075}{(5,66 \cdot 10^6)^{0,34}} = 0,00161 \text{ м}$$

Таким чином із конструктивних міркувань приймаємо ширину пазухи рівною  $S = 4 \text{ мм}$ .

Отже:

$$K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1075 \cdot 0,004 \cdot \frac{157}{0,000996} = 425$$

Поправка, що враховує перетік у пазусі рівна:

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(0,004/0,1075)^{0,5}}{(1,127 \cdot 10^5)^{0,05} \cdot 425^{0,4}} = 3,11 \cdot 10^{-4}$$

Коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

$$C_{f0} = 0,04 \left( \frac{S}{R_2} \right)^{-1/6} Re^{-1/4} \quad (3.17)$$

$$C_{f0} = 0,04 \cdot \left( \frac{0,004}{0,1075} \right)^{-1/6} \cdot (5,66 \cdot 10^6)^{-1/4} = 0,00142$$

Отже, сумарний коефіцієнт тертя рівний:

$$C_f = 0,000311 + 0,00142 = 0,001731$$

Втрати потужності на дискове тертя визначається за формулою:

$$N_{дт} = 0,0196 C_f \rho g R_2^5 \omega^3 \quad (3.18)$$

$$N_{дт} = 0,0196 \cdot 0,001731 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 0,1075^5 \cdot 157^3 = 22,2 \text{ Вт}$$

Внутрішній механічний ККД рівний:

$$\eta_{вн мех} = \frac{\rho g Q_{РК} H_T}{\rho g Q_{РК} H_T + N_{дт}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{вн мех} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,0061 \cdot 16,67}{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,0061 \cdot 16,67 + 22,2} = 0,99 \text{ або } 99\%$$

Гідравлічний ККД у вільновихрового насоса складає приблизно 0,9 (встановлено дослідним шляхом).

Таким чином, теоретичний напір, що створюється робочим колесом вільновихрового насоса становить:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T}, \text{ м}$$

$$H_T = \frac{15}{0,9} = 16,67 \text{ м.}$$

## 4 Розрахунок гідродинамічних сил

### 4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса  $R_2 = 0,1075$  м; радіус входу в робоче колесо  $R_1 = 0,0275$  м; радіус втулки  $R_{вт} = 0,020$  м.

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}, \quad (4.1)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м<sup>2</sup>/с. Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі  $t = 0^\circ\text{C}$ , який становить  $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ;

$n$  – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$Re = \frac{1500 \cdot 0,215^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 0,646 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні  $0,4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^6$ . Тому для розрахунку коефіцієнтів  $\beta$  та  $\varphi_r$  використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,646 \cdot 10^6} = 0,966$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,646 \cdot 10^6} = 0,686$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість  $\omega$  та [7] відносний радіус втулки  $\overline{R}_{\text{вт}}$ .

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою,  $\text{с}^{-1}$ :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.2)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\overline{R}_{\text{вт}} = \frac{R_{\text{вт}}}{R_2}, \quad (4.3)$$

$$\overline{R}_{\text{вт}} = \frac{0,020}{0,1075} = 0,186.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi \rho g H [\beta (R_2^2 - R_{\text{вт}}^2) - \varphi_r (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \overline{R}_{\text{вт}})^2, \quad (4.4)$$

де  $k = 0,486$

тоді

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 15 \times \\ &\times [0,966 \cdot (0,1075^2 - 0,02^2) - 0,686 \cdot (0,1075^2 - 0,0275^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1445 \cdot 0,1035^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,02^2)^2 = 421 \text{ Н}. \end{aligned}$$

## 4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \text{ Н} \quad (4.5)$$

де  $K_R \approx 0,2$  – експериментальний коефіцієнт;

$\Delta$  - товщина диска робочого колеса, м.

У насосах з кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею  $Q = Q_{\text{опт}}$ . У цьому випадку максимальна радіальна сила буде визначатися :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta),$$

$$R = 0,2 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 15 \cdot 0,215 \cdot (0,035 + 0,008) = 314 \text{ Н.}$$

## 4.3 Врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є важливою умовою роботи здатності насоса. Якщо не виконувати розвантаження осьової сили, то зусилля, що діє на підшипники буде призводити до їх передчасного виходу зі строю.

Розвантаження осьового зусилля в проєктованому насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рисунок 4.3) [8]. Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

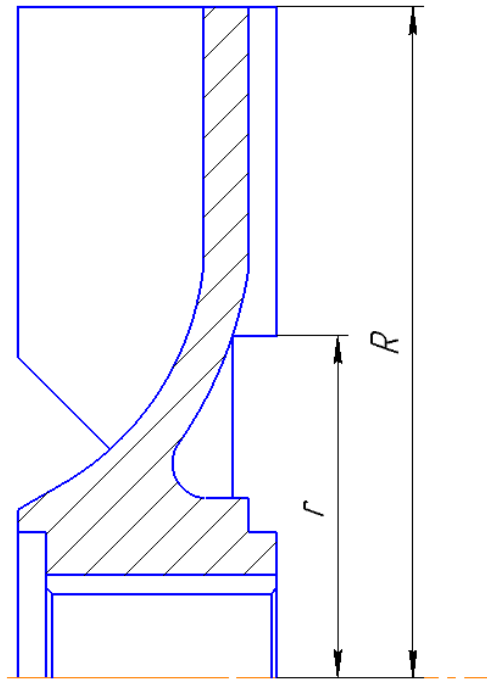


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дисковий тертя, яка може бути визначена з виразу:

$$(4.6) \quad N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^5\right]$$

де  $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$ ;

$\varphi = 0,9$ ;

$R, r$  - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси імпелерних лопаток.

Осьове зусилля, що врівноважується за допомогою імпелера, може бути визначено з виразу:

$$T_u = \frac{3}{8}\rho g\pi(R^2 - r^2)\frac{U_R^2 - U_r^2}{2g} \quad (4.7)$$



Отже, варіюючи значення  $R$  та  $r$  врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для  $R = 0,1075$  м ,  $r = 0,05$  м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,1075^2 - 0,05^2) \frac{16,3^2 - 7,85^2}{2 \cdot 9,81} = 470 \text{ Н}$$

Таким чином, залишкове осьове зусилля, яке створюється на розрахунковому режимі, становить:

$$T = A - T_u = 421 - 470 = -49 \text{ Н};$$

Мінус показує, що напрямок залишкового осьового зусилля у сторону підшипників.

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1200 \cdot 157^3 \cdot 0,1075^5 \cdot \left[ 1 - \left( 0,05 / 0,1035 \right)^5 \right] = 125 \text{ Вт}$$

Додаткові втрати потужності призводять до збільшення втрат на дискове тертя, і, як наслідок, зниження внутрішнього механічного ККД.

## 5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності [9]:

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{4}{3}}}, \quad (5.1)$$

де  $\Delta h$  - критичний кавітаційний запас для першого кавітаційного режиму, м.

Установлено, що вільновихрові насоси малочутливі до кавітації . Тому їх можна віднести до насосів з підвищеними кавітаційними властивостями  $c = 1300 - 3000$ .

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності  $c = 1500$ .

Для визначення мінімального кавітаційного запасу С.С. Руднев запропонував формулу :

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left( \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (5.2)$$

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left( \frac{1500 \cdot \sqrt{22/3600}}{1500} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,33 \text{ м.}$$

## 6 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ( $n_A = 0$  - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна ( $n$ ).

Початковий момент пуску агрегату ( $n_A = 0$ ):

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (6.3)$$

де  $M_{\text{НОМ}}$  – номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (6.4)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{2036}{157} = 12,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 12,97 = 2,73 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (6.5)$$

де  $N_{max}$  – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{max} = N_{дв} \quad (6.6)$$

$$N_{дв} = 3 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{max} = \frac{3 \cdot 10^3}{157} = 19,11 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}, \quad (6.7)$$

де  $n_{ном}$  – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$n_B = 0,3 \cdot 1500 = 450 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{max}, \quad (6.8)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 19,11 = 0,573 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2}, \quad (6.9)$$

$$k = \frac{19,11}{1500^2} = 8,493 \cdot 10^{-6}$$

За визначеним коефіцієнтом параболи проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від  $n=0$  до  $n_{max}$ :

$$M = kn^2. \quad (6.10)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.3.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.3 будують залежність  $M = f(n)$
- точки  $A(n_0; M_0)$  та  $B(n_B; M_B)$  з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

п, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500
М, Н·м	0	0,531	2,123	4,777	8,493	13,27	19,11

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

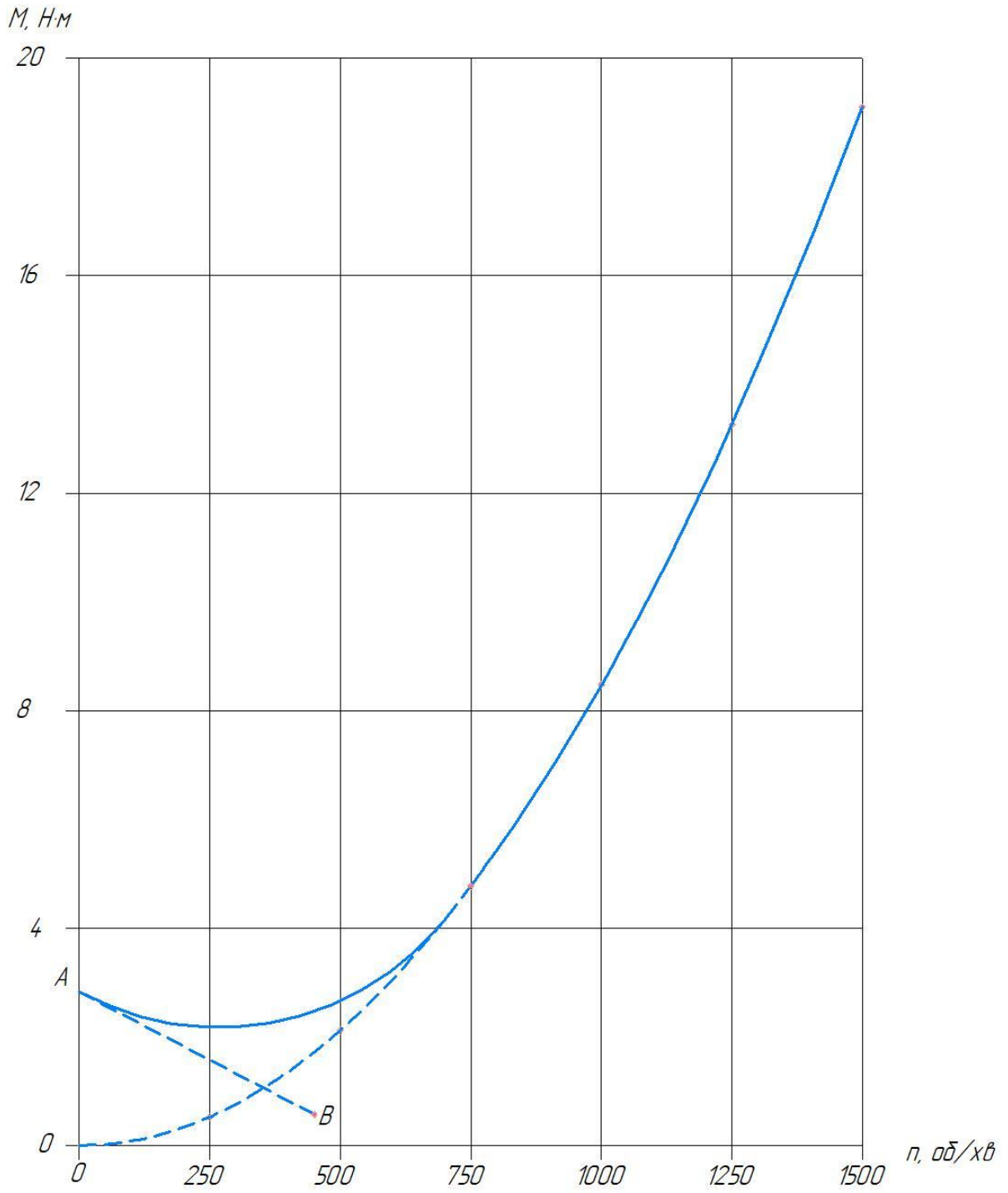


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

## 7 Розрахунки на міцність

### 7.1 Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 7.1 показані основні геометричні розміри валу [12].

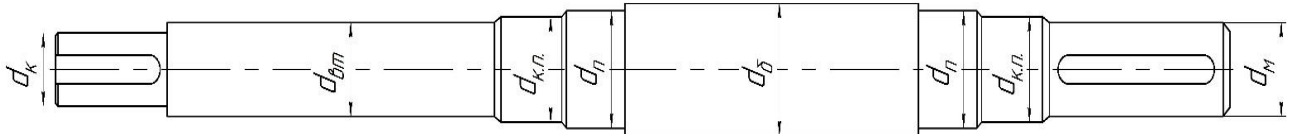


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.1)$$

де  $M_{\max}$  – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

$[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$  – дотичне напруження при крученні, Па.

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо  $[\tau] = 20 \cdot 10^6$  Па.

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна визначається за формулою, Н · м:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega}, \quad (7.2)$$

де  $N_{\max} = N_{дв}$  – максимальна потужність електродвигуна.

$$M_{max} = \frac{3 \cdot 10^3}{157} = 19,11 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19,11}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,0214 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо  $d_k = 0,022 \text{ м}$ .

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв}, \quad (7.3)$$

$$d_m = 1,2 \cdot 0,022 = 0,024 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду  $d_m = 25 \text{ мм}$ .

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,02 + 0,01 = 0,03 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку  $d_{вт} = 0,030 \text{ м}$ .

Діаметр валу під манжет, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = d_m + (0,005 \div 0,01), \quad (7.4)$$

$$d_{к.п.} = 0,025 + 0,01 = 0,035 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ДСТУ 8752 ,  $d_{к.п.} = 35 \text{ мм}$ .

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:



$$d_{\Pi} = d_{\text{к.п.}} + 2 \cdot t, \quad (7.5)$$

де  $t = 0,003$  – висота буртика, м.

$$d_{\Pi} = 0,035 + 2 \cdot 0,003 = 0,041 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр підшипник  $d_{\Pi} = 40$  мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{\sigma} = d_{\Pi} + 3 \cdot r, \quad (7.6)$$

де  $r$  – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 7.1.

Таблиця 7.1 – Визначення координати фаски підшипника

$d_n$ , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
$r$ , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Як видно з таблиці 7.1 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить  $r = 2,5$  мм.

$$d_{\sigma} = 0,04 + 3 \cdot 0,0025 = 0,048 \text{ м.}$$

## 7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

### 7.2.1 Вибір типу ущільнення

Зазвичай в насосах типу СВН застосовують ущільнення сальникового типу як показано на рисунку 7.2.

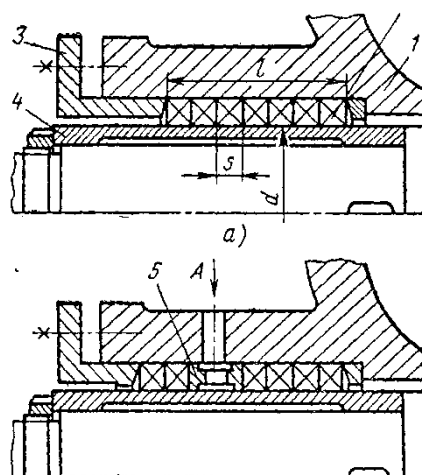


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

### 7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (7.7)$$

де  $d$  – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{40} = 6,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 6$  мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (7.8)$$

де  $i = 4 \div 6$  – кількість кілець набивки, шт.

Приймаємо  $i = 4$  шт.

$$L = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \left( e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (7.9)$$

де  $r = \frac{d_{\text{вт}}}{2} + 0,7$  - радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$  – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0,5$  – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

$$L = 24 \text{ см};$$

$$S = 0,63 \text{ см};$$

$$p_0 = 1,02 \frac{\text{КГС}}{\text{см}^2}$$

Таким чином:

$$r = \frac{4}{2} + 0,7 = 2,7 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,7^2 \cdot 0,6 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left( e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{24}{0,63}} - 1 \right) = 129 \text{ Вт}$$

### 7.3 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємозв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

#### 7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила  $R_1 = R$  (див. рис. 7.3), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції ( $R_2, R_3$ ).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2, \quad (7.10)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину  $R_2$ , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (7.11)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{314 \cdot (185 + 122)}{122} = 790 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1l_1 - R_3l_2. \quad (7.12)$$

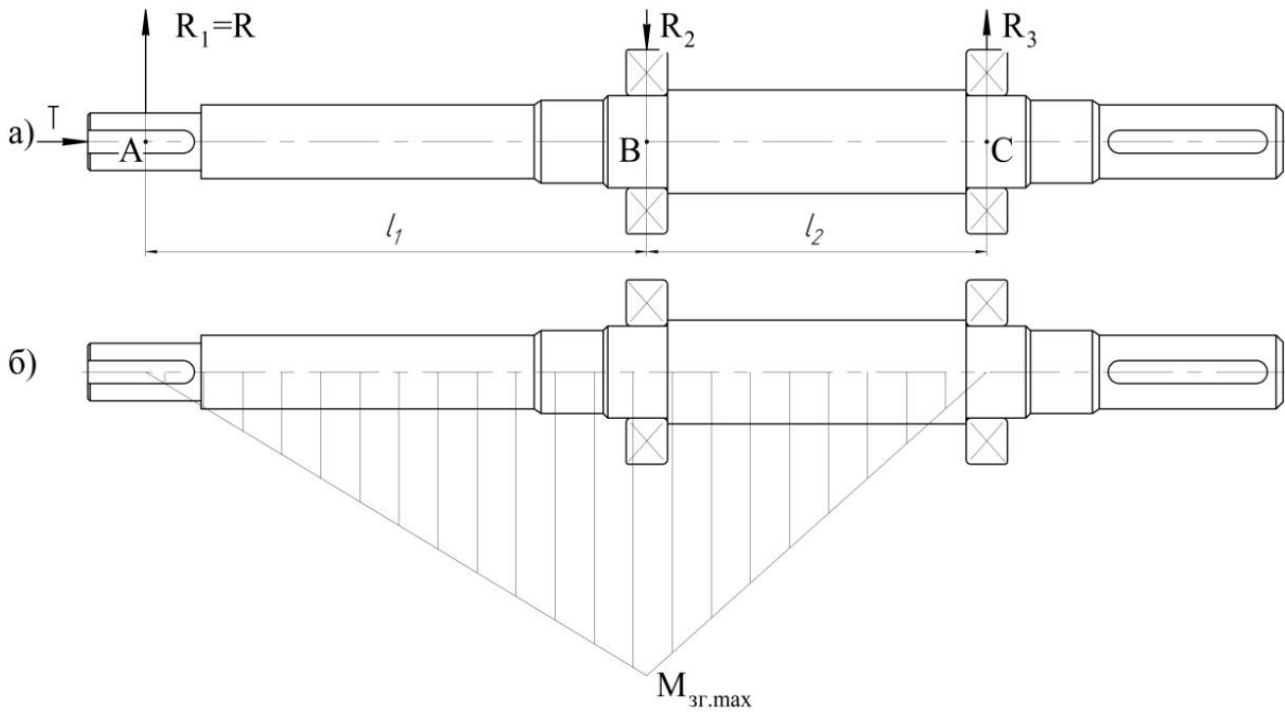


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину  $R_3$ , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}. \quad (7.13)$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{314 \cdot 185}{122} = 476 \text{ Н}$$

### 7.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75M_{мах}^2}, \quad (7.14)$$

де  $M_{зг.мах}$  – максимальний згинальний момент, Н·м.

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 5.3:

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1. \quad (7.15)$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 157 \cdot 0,185 = 29,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{29,05^2 + 0,75 \cdot 19,11^2} = 33,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (7.16)$$

де  $[\sigma] = 40$  МПа.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{33,43}{0,1 \cdot 40}} = 25,12 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо  $d_{п} = 30$  мм. При конструюванні був обраний діаметр підшипника 40 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 30 мм.

### 7.3.3 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (7.17)$$

де  $S$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 2,5$  - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

$S_\sigma, S_\tau$  - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями.

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (7.18)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (7.19)$$

де  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - межі витривалості матеріалу вала;

$\sigma_a, \tau_a$  та  $\sigma_m, \tau_m$  - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2,2, K_\tau = 1,41$  - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  - масштабні коефіцієнти,  $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$ ;

$\psi_\sigma = 0,25 - 0,3, \psi_\tau = 0,1$  - коефіцієнти постійної складової циклу.



Межі витривалості вала знаходяться за формулами (7.20) та (7.21):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{МПа} \quad (7.20)$$

де  $\sigma_B = 850$  МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

Звідси:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа} \\ \tau_{-1} &= 0,58\sigma_{-1}, \text{МПа} \end{aligned} \quad (7.21)$$

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 397,5 = 230,55 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{II}^3}, \text{МПа} \quad (7.22)$$

Отже:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{29,05}{0,1 \cdot 0,04^3} = 4,54 \text{ МПа} \\ \sigma_m &= \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{МПа} \end{aligned} \quad (7.23)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 19,11}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,015 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (7.24)$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{19,11}{0,2 \cdot 0,04^3} = 0,746 \text{ МПа}$$

Масштабні коефіцієнти  $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  визначають залежно від діаметра вала:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,77$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 4,54 + 0,275 \cdot 0,015} = 15,31$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 0,746 + 0,1 \cdot 0,746} = 52,59$$

$$S = \frac{15,31 \cdot 52,59}{\sqrt{15,31^2 + 52,59^2}} = 14,7 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

## 7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

### 7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом

Для надійного з'єднання матеріал шпонки обирають міцніший за матеріал валу. Матеріал валу обираємо Сталь 40Х: матеріал шпонки обираємо Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра валу, мм:  $b \times h \times l$ . Виходячи з діаметру валу, рівному 20 мм за [3, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 6$  мм - ширина шпонки;

$h = 5$  мм - висота шпонки;

$l = 36$  мм - довжина шпонки.

Для розрахунку шпонкового з'єднання валу з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (7.25)$$

де  $d = d_k$  – діаметр валу, мм;

$M_{\max}$  – максимальний крутний момент, Н · м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм.

Робоча довжина шпонки визначається за формулою, мм:

$$l_p = l - b, \quad (7.26)$$

$$l_p = 36 - 6 = 30 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 19,11}{22 \cdot 30 \cdot (5 - 3,5)} \cdot 10^3 = 38,6 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (7.27)$$

де  $\sigma_{0,2} = 343$  МПа – межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа.}$$

Розраховане напруження на зминання не перевищує допустимі напруження на зминання  $\sigma_{\text{зм}} = 38,6 < [\sigma]_{\text{зм}} = 192$ , тому умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (7.28)$$

де  $d, l, b$  – підставляємо в мм;

$M_{\text{max}}$  – підставляємо у Н · м

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot 19,11}{22 \cdot 36 \cdot 6} \cdot 10^3 = 8,04 \text{ МПа.}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{\text{зр}} \leq [\tau_{\text{зр}}].$$

де:

$$[\tau]_{\text{зр}} \approx 0,6[\sigma]_{\text{зм}}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{\text{зр}} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 8,04 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа.}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

#### 7.4.2. Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ . Виходячи з діаметру валу, рівному 28 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 8$  мм - ширина шпонки;

$h = 6$  мм - висота шпонки;

$l = 36$  мм - довжина шпонки

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)},$$

де  $t_1 = 4$  мм – глибина паза вала;

$d = d_k$  – діаметр вала, мм;

$M_{\max}$  - підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 36 - 8 = 28 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 19,11}{0,028 \cdot 0,028 \cdot (0,006 - 0,004)} = 24,4 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}$$

де  $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$  - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 24,4 \text{ МПа} < 192 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}.$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 19,11}{0,028 \cdot 0,036 \cdot 0,008} = 4,74 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192 = 115 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 4,74 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

## 7.5 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП, див. рисунок 7.5.1).

Тип I

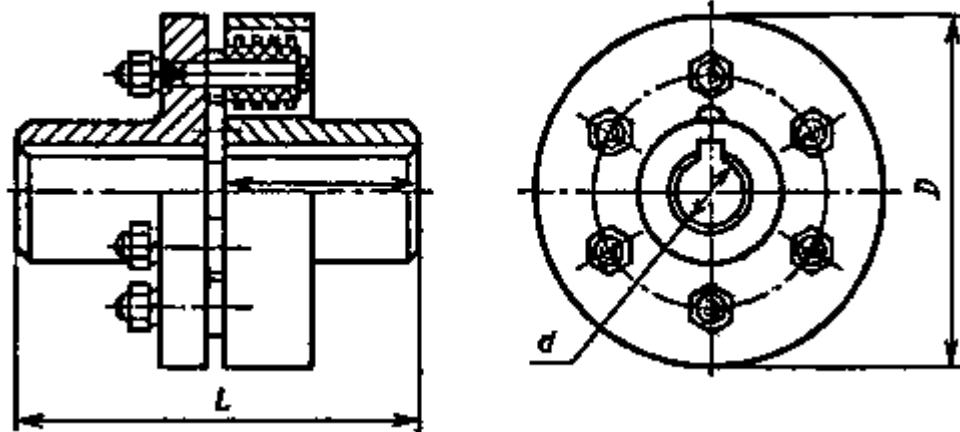


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (28 мм), максимального крутного моменту 19,11 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 150-28-1 УЗ ДСТУ 21421.

Для неї:

$$D = 110 \text{ мм};$$

$$d = 28 \text{ мм};$$

$$L \leq 145 \text{ мм}.$$

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_{\text{п}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D \cdot z}, \quad (7.29)$$



де  $D = 110$  мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 4$  – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 19,11}{0,11 \cdot 4} = 86,9 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq [p], \quad (7.30)$$

де  $d_{\Pi} = 12$  мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 20$  мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$  МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{86,9}{0,012 \cdot 0,02} = 0,036 \text{ МПа} < 0,2 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{\Pi}(0,5l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\Pi}^3} \leq [\sigma], \quad (7.31)$$

де  $c$  – осьовий зазор між напівмуфтами;

$[\sigma] = 65$  МПа – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 86,9 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 53,8 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

## 7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром  $d_n$  вибирають тип та марку підшипників [10], їх динамічну  $C$  (Н) та статичну вантажопідйомність  $C_0$  (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії.

Позначення –36208 , ГОСТ 831-75

$$C = 37,8 \text{ кН}$$

$$C_0 = 22,5 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори . Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника  $L_n$  . Середній ресурс підшипника дорівнює  $L_n = 20000$  годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (7.32)$$

де  $F_r = R_2$  ,  $F_a = T$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$  – коефіцієнт швидкості для спокійного навантаження;

$K_T$ – температурний коефіцієнт:  $K_T = 1$  при температурі підшипника  $t \leq 100^\circ C$  ,  $K_T = 1,4$  при  $t \approx 250^\circ C$  ;

$X$  ,  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються залежно від співвідношення  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ .

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

$$P = (0,45 \cdot 790 + 1,81 \cdot 421) \cdot 1 \cdot 1 = 1118 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} \quad (7.33)$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{37800}{1118}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 214\,722 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 214\,722 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

Для менш навантаженої опори обираю – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії.

Позначення –208 , ГОСТ 831-75

$$C = 29,5 \text{ кН}$$

$$C_0 = 16,1 \text{ кН}$$

Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника  $L_h$ . Середній ресурс підшипника дорівнює  $L_h = 20000$  годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

де  $F_r = R_3$ ,  $F_a = T$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$  – коефіцієнт швидкості для спокійного навантаження;

$K_T$  – температурний коефіцієнт:  $K_T = 1$  при температурі підшипника  $t \leq 100^\circ C$ ,  $K_T = 1,4$  при  $t \approx 250^\circ C$ ;

$X$ ,  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються залежно від співвідношення  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ .

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = (0,56 \cdot 476 + 2,3 \cdot 421) \cdot 1 \cdot 1 = 1235 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{29500}{1235}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 75\,717 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 75\,717 \text{ год} > 20\,000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується.  
Тобто, підшипник обраний вірно.

## 8 Розробка 3D-моделі робочого колеса

Окремим розділом кваліфікаційної роботи магістра є розробка тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса. 3D-модель виконана з урахуванням конструктивних особливостей робочого колеса, що розроблене у процесі конструювання вільновихрового насоса СВН 22/15.

Основні геометричні розміри робочого колеса насоса СВН 22/15 наведені на рис. 9.1.

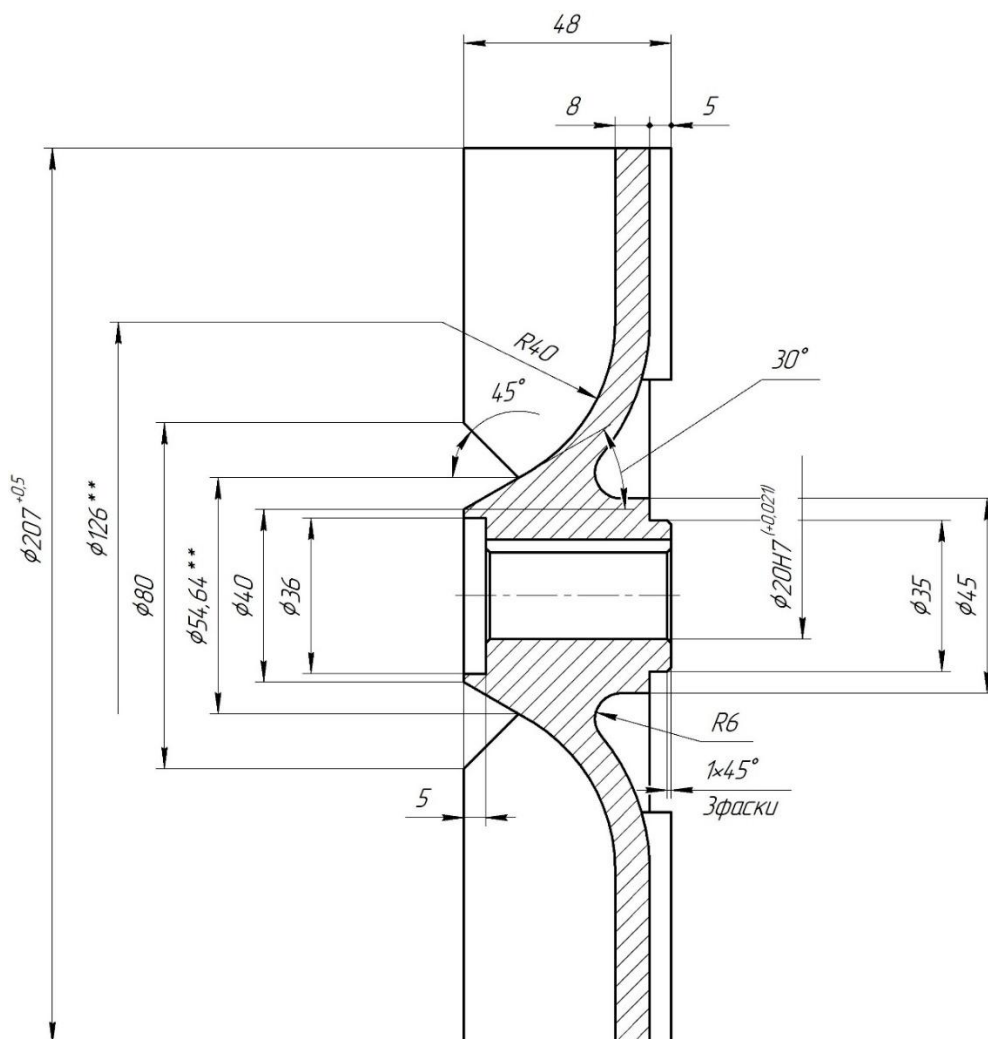


Рисунок 9.1 – Геометричні розміри робочого колеса вільновихрового насоса СВН 22/15

Тривимірне моделювання робочого колеса вільновихрового насоса СВН 22/15 виконано з використанням програмного забезпечення Solidworks, ліцензійна версія якої встановлена на університетських ПК СумДУ.

На першому етапі моделювання у якості осі обертання робочого колеса була обрана вісь z (рис. 9.2).

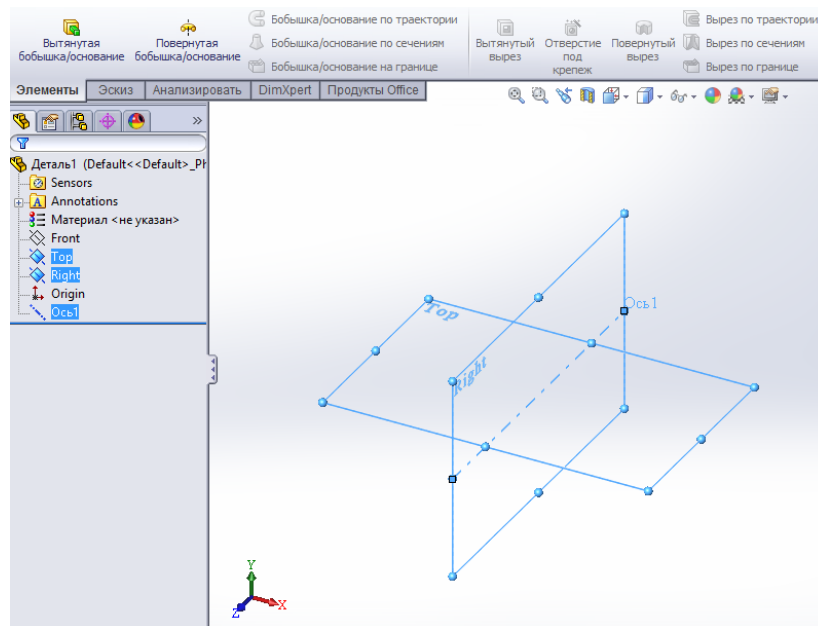


Рисунок 9.2 – Вибір осі обертання робочого колеса

На другому етапі моделювання виконано ескіз меридіонального перерізу робочого колеса (рис. 9.3).

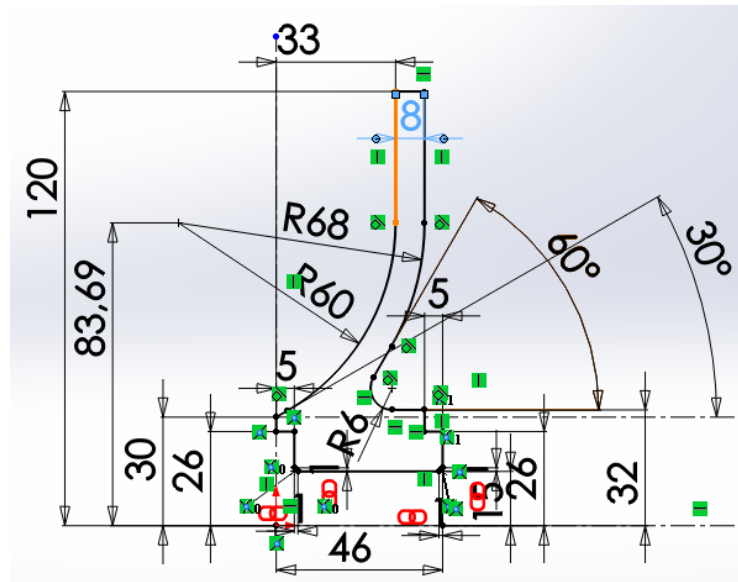


Рисунок 9.3 – Меридіональний переріз робочого колеса

Для утворення поверхні диску робочого колеса виконано операцію «повернута бобишка» з використанням побудованого меридіонального перерізу робочого колеса (рис. 9.4).

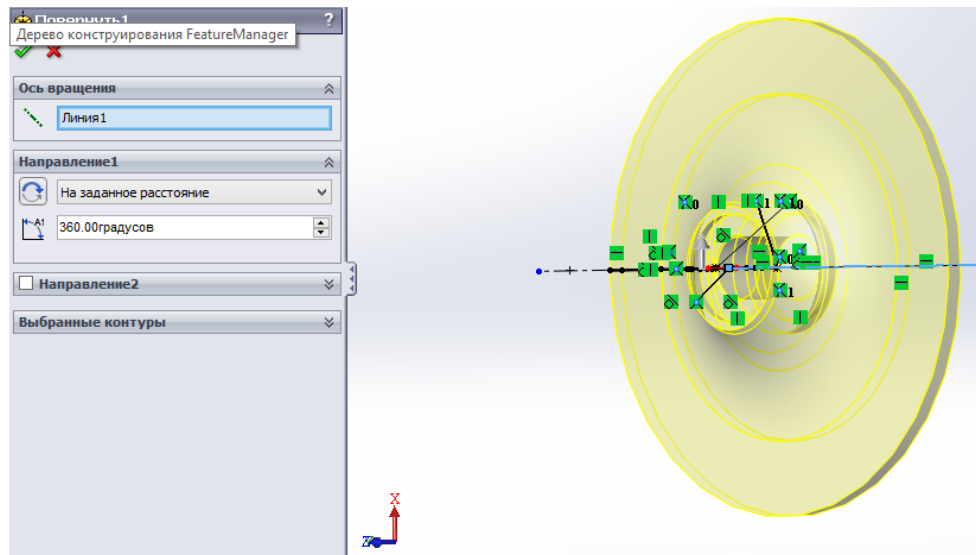


Рисунок 9.4 – Побудова диску робочого колеса

З метою побудови лопатей у тривимірній моделі робочого колеса, в ескізі, що лежить на площині кромek лопатей, сконструйовано ескіз лопаті (рис. 9.5).



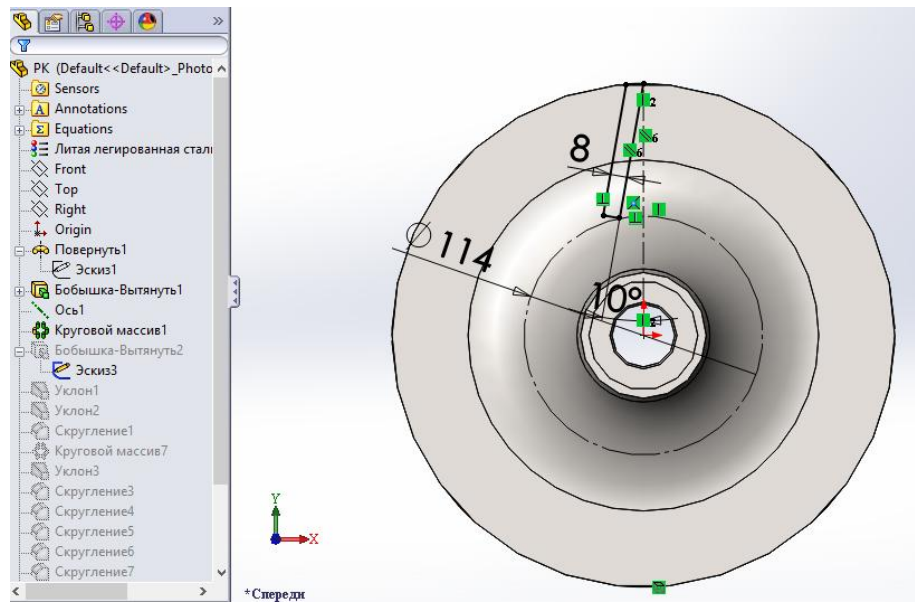


Рисунок 9.5 – Ескіз лопаті робочого колеса

Побудова лопаті робочого колеса виконана з використанням команди «витягнута бобышка» (рис. 9.6). Для уникнення прорізання диску робочого колеса операція виконана у його напрямку з використанням функції «до наступної».

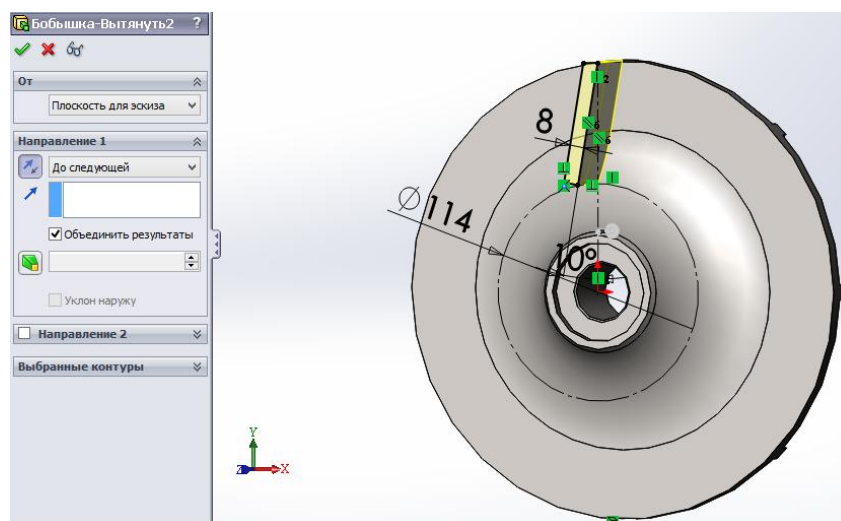


Рисунок 9.6 – Побудова лопаті робочого колеса

Для забезпечення геометричних розмірів лопаті робочого колеса виконано операцію «нахилу» у напрямку тильної сторони лопаті, а також входу у робоче колесо. Окрім того, виконано операцію «округлення» вхідної кромки робочого колеса (рис. 9.7).

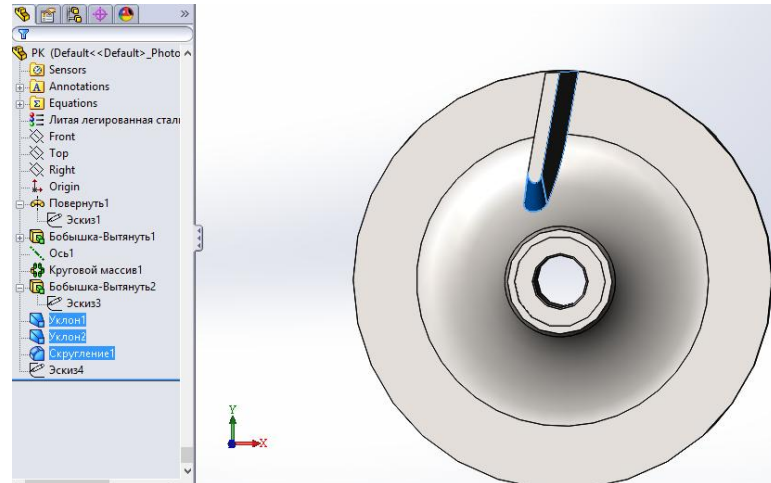


Рисунок 9.7 – Уточнення конструкції лопаті робочого колеса

Створення 10 лопатей у конструкції моделі робочого колеса насоса виконано з використанням команди «коловий масив» (рис. 9.8).

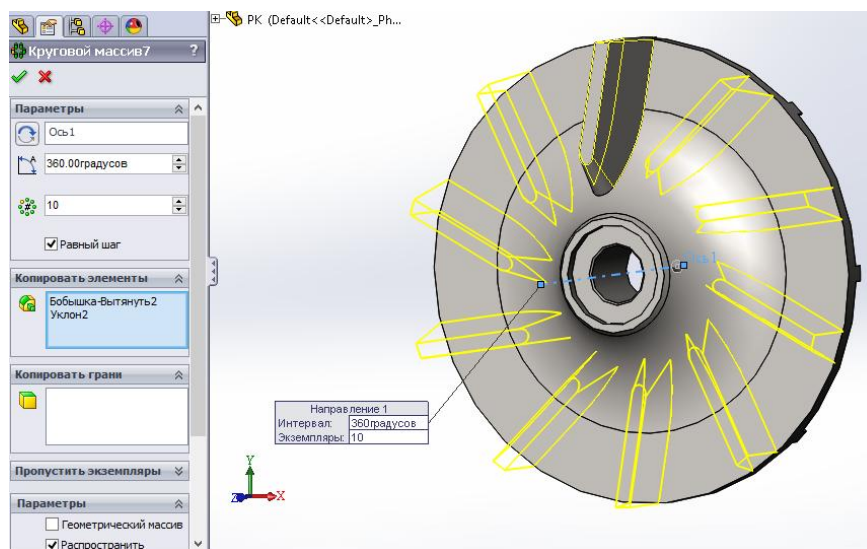


Рисунок 9.8 – Побудова 10 лопатей з використанням команди «коловий масив»

Аналогічним чином виконано побудову лопаток імпеллерів на зворотній стороні диску робочого колеса (рис. 9.9).

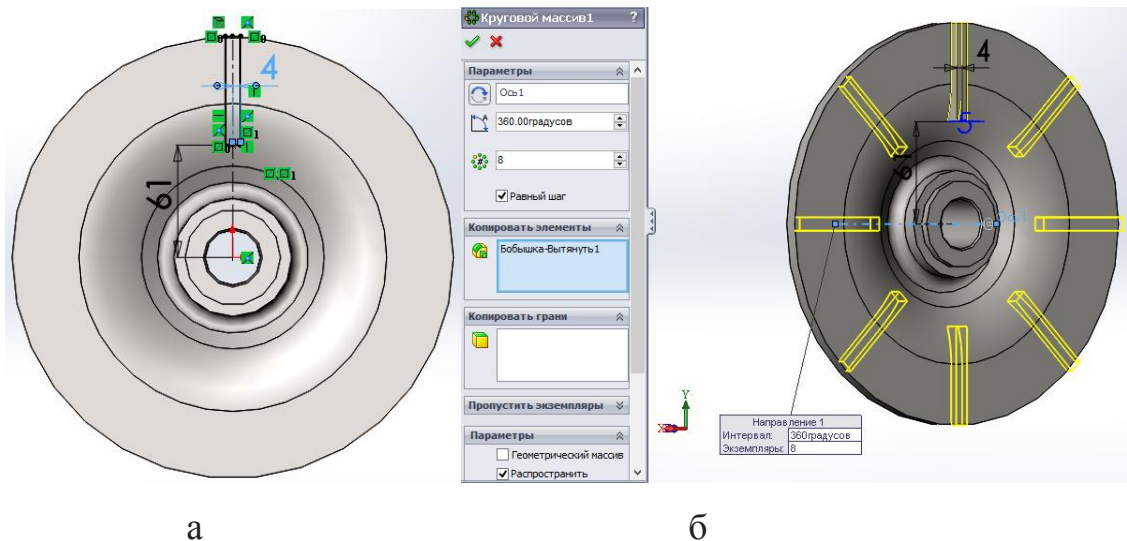


Рисунок 9.9 – Побудова лопаток імпеллерів: а – ескіз лопатки;

б – виконання 8 лопаток імпеллерів відповідно до креслення робочого колеса з використанням команди «коловий масив»

Наступним етапом було виконання шпонкового пазу в конструкції робочого колеса з використанням команди «витягнутий виріз» (рис. 9.10). Для уникнення утворення глухого пазу обрана команда «наскрізь».

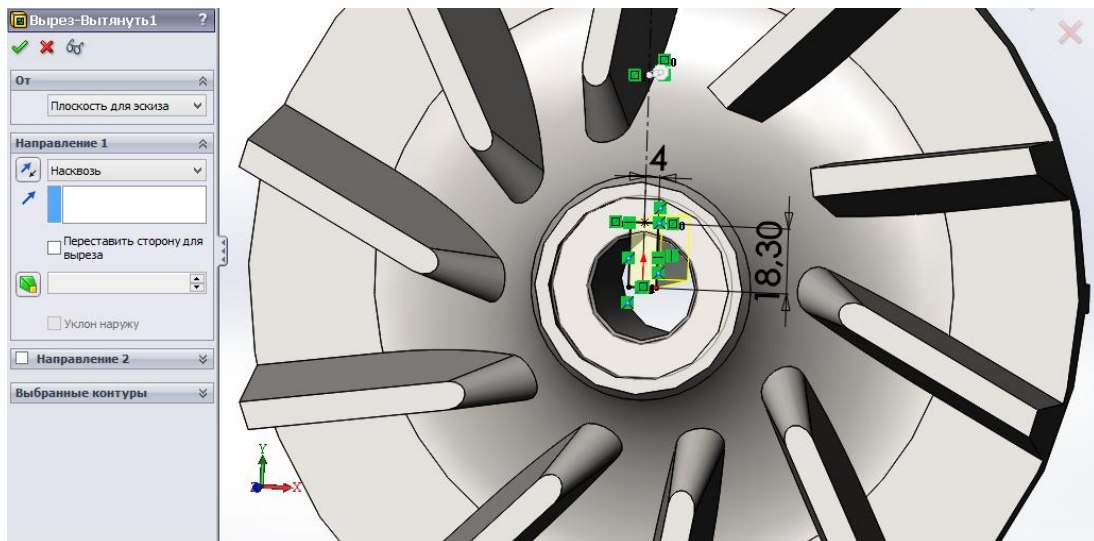


Рисунок 9.10 – Виконання шпонкового пазу у робочому колесі

У результаті побудована тривимірна модель робочого колеса вільновихрового насоса СВН 22/15 (рис. 9.11).

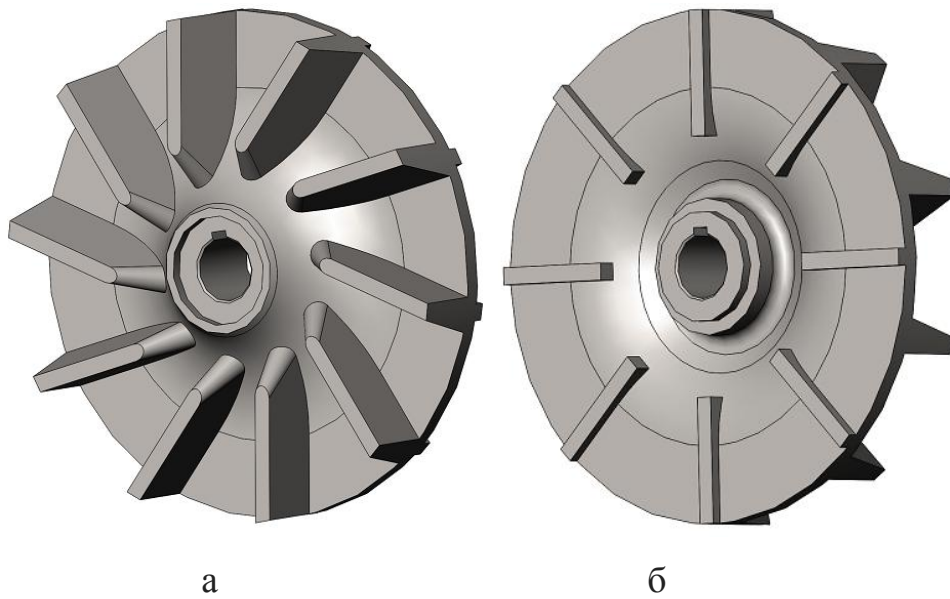
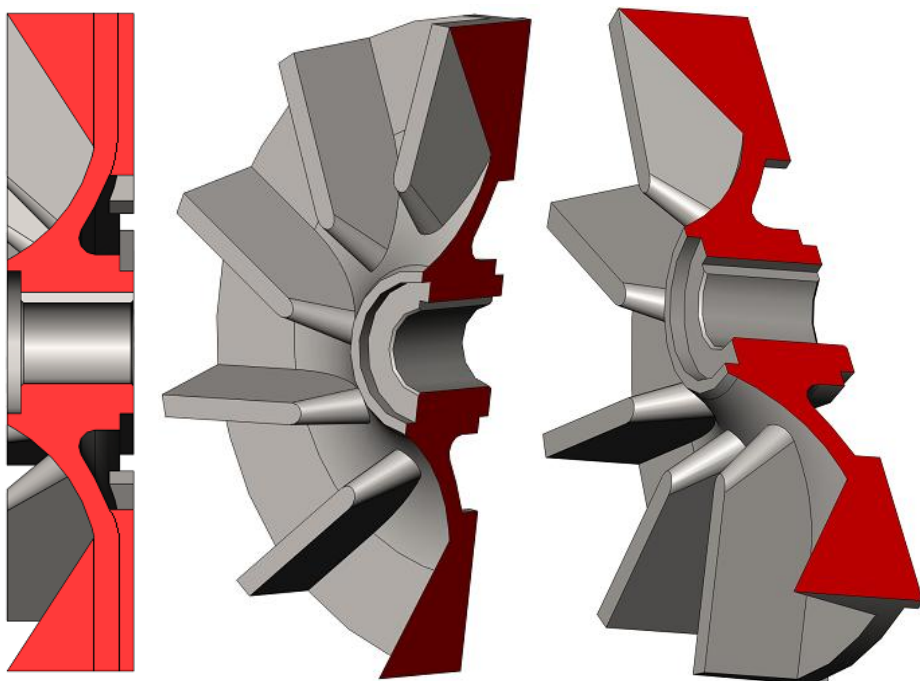


Рисунок 9.11 – Тривимірний модель робочого колеса:

а – вид з переду; б – вид з заду

Для детального розгляду конструкції внутрішнього отвору для посадки валу, а також шпонкового пазу виконано переріз робочого колеса площиною, що виділена червоним кольором (рис. 9.12).



а

б

в

Рисунок 9.12 – Переріз робочого колеса:

а – у меридіональній проекції;

б – конструкція отвору для посадки валу;

в – конструкція шпонкового пазу

Використання функції «масові характеристики» дозволило визначити наступні масо-габаритні характеристики побудованої тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса СВН 22/15.

Маса робочого колеса – 4,6 кг.

Об'єм деталі – 657,8 см<sup>3</sup>.

Розташування центру ваги за осями (см):

$X = 0.00$

$Y = -0.00$

$Z = -1.89$

## **9 Чисельне дослідження течії у проточній частині насоса**

## 10 Економічний розділ

### Сертифікація нової техніки

Сертифікацією називають спеціальну процедуру із отримання відповідного дозволу, за допомогою якої відповідний уповноважений та визнаний за допомогою встановленого нормативними документами порядку спеціалізований орган документально підтверджує відповідність щодо встановлених відповідним законодавством (як локальним, так і міжнародним) вимог:

- виготовленої даним конкретним промисловим виробником певної продукції;
- наявних у даному підприємстві систем із забезпечення якості промислової продукції;
- наявних на даному виробничому підприємстві систем із керування навколишнім середовищем та його контролю;
- наявних на даному виробничому підприємстві систем управління охороною праці робітників (працівників, персоналу);
- персоналу.

Для сертифікації нової техніки (зокрема й насосної) передбачена перевірена часом відповідна процедура, основними етапами якої є наступні:

- подання до відповідного уповноваженого органу із проведення сертифікаційної діяльності заявки на сертифікацію нової промислової продукції;
- подання до відповідного уповноваженого органу із проведення сертифікаційної діяльності пакету документації, необхідного для проведення процедури сертифікації нової техніки, (точний перелік документів вказують у заявці);
- розгляд у відповідному уповноваженому органі із проведення сертифікаційної діяльності отриманої ним заявки на сертифікацію нової технічної продукції та аналіз отриманої ним супроводжувальної документації на цю продукцію;

– прийняття відповідним уповноваженим органом із проведення сертифікаційної діяльності обґрунтованого рішення по даній конкретній заявці на сертифікацію нової продукції із зазначенням обраної схеми сертифікації цієї продукції;

– у разі серійного типу випуску відповідної продукції, яка піддається сертифікації, - проведення дослідження виробництва (або ж його атестація) чи сертифікація (процедура оцінювання) системи управління якістю на даному конкретному промисловому виробництві, на якому буде відбуватися виробництво зазначеної нової технічної продукції;

– відбирання та ідентифікація групи зразків нової технічної продукції з метою подальшого проведення сертифікаційних випробувань;

– проведення сертифікаційних випробувань відібраних зразків нової промислової продукції;

– аналіз отриманих під час проведення сертифікаційних випробувань результатів та подальше прийняття обґрунтованого рішення про можливість видачі виробнику нової технічної продукції сертифікату відповідності (або ж про відмову у його видачі із обов'язковим зазначенням причин такої відмови);

– занесення відомостей про сертифіковану нову технічну продукцію до відповідного загального реєстру, оформлення ліцензійної угоди між сторонами;

– забезпечення періодичного технічного нагляду за процесом виробництва вказаної нової технічної продукції щодо дотримання виробником належного рівня якості цієї продукції;

– інформування зацікавлених сторін про результати виконаних органом робіт з сертифікації нової технічної продукції.

Для ініціації початку процесу щодо сертифікації нової технічної продукції виробник вказаної продукції або ж особа, яка є його представником та має відповідні підтверджуючі документи (довіреність), має надати до уповноваженого органу з сертифікації продукції належним чином оформлену заявку на сертифікацію нової технічної продукції. Така заявка має бути оформлена на стандартному бланку,



розробленому та затвердженому відповідним органом із сертифікації нової технічної продукції.

Під час складання заявки на сертифікацію нової технічної продукції заявнику доцільно виконати групування своєї нової технічної продукції у типові групи, вказавши моделі цієї продукції (у разі їхньої наявності), надати відповідні коди зовнішньої економічної діяльності. У тому разі, коли повний перелік нової технічної продукції цього виробника є занадто великим за своїм обсягом, рекомендовано надавати її у вигляді сформованого заздалегідь додатку до відповідної заявки на сертифікацію нової технічної продукції. Одночасно із поданням до відповідного органу із сертифікації нової технічної продукції заявник подає необхідний комплект документів на дану нову технічну продукцію, а за наявності на цьому виробництві сертифікованої у відповідний затверджений спосіб системи менеджменту якості – відповідний виданий йому сертифікат на дану систему менеджменту якості. При цьому слід звернути увагу на те, що повний перелік необхідних документів, які слід додати до заявки на сертифікацію нової технічної продукції, зазвичай встановлюють із урахуванням усіх особливостей даної нової технічної продукції, на яку виробником передбачається отримання відповідного сертифікату. Такий перелік зазвичай складають для усіх видів робіт, необхідних для проведення технічного регулювання, а саме:

- сертифікація нової технічної продукції із урахуванням усіх можливих моделей (схем) відповідної сертифікації цієї продукції;
- сертифікація системи менеджменту (управління) якістю на даному конкретному промисловому підприємстві;
- проведення необхідної технічної експертизи (або ряду відповідних експертиз) з метою отримання відповідним чином оформленого дозволу для подальшої експлуатації нової технічної продукції на території України;
- отримання відповідним чином оформленого санітарно-епідеміологічного висновку щодо подальшої можливості експлуатації даної нової технічної продукції.

Усі необхідні документи необхідно підготувати у повному обсязі із відповідним заздалегідь складеним переліком. Для деяких видів робіт із проведення

сертифікації нової технічної продукції подання відповідних документів не є обов'язковим, що має бути узгоджено окремо.

Уповноважений орган із сертифікації нової технічної продукції виконує у встановлений термін розгляд і подальший ґрунтовний аналіз отриманої ним заявки на сертифікацію нової технічної продукції та усього комплексу доданої до цієї заявки супроводжувальної документації. У разі необхідності орган має можливість звернутися до заявника з вимогою щодо подання додаткових даних по цій конкретній заявці. Після цього уповноважений орган із сертифікації приймає обґрунтоване рішення щодо даної конкретної заявки на сертифікацію нової технічної продукції у відповідний термін зі вказівкою схеми (моделі) сертифікації цієї продукції, яку зазвичай попередньо узгоджують із заявником на сертифікацію нової технічної продукції.

У разі позитивного рішення уповноваженого органу із сертифікації нової технічної продукції він видає заявнику та реєструє відповідним чином сертифікат відповідності, який буде чинним лише у тому разі, якщо він буде відповідним чином зареєстрованим та занесеним у відповідні реєстри (бази) з власним оригінальним реєстраційним номером. Такий документ може бути виданий заявником (виробником нової технічної продукції) як на одиничний виріб, так і на цілу партію (серію) промислової продукції. У другому випадку отримувач сертифікату відповідності (виробник продукції) буде мати право відповідним чином маркувати кожну одиницю випущеної ним технічної продукції. Термін дії (чинності) конкретного сертифікату відповідності буде визначати відповідний уповноважений орган з сертифікації із обов'язковим урахуванням терміну дії нормативних документів на нове технічну продукцію, а також її терміну придатності. При цьому слід врахувати, що згідно з діючими правилами та нормами терміни дії відповідного сертифікату на нову технічну продукцію та ліцензійної угоду на цю продукцію не передбачають подовження.

Також варто враховувати, що порядок проведення процедури сертифікації послуг та продукції передбачає обов'язкове проведення у подальшому (після отримання заявником сертифікату відповідності на свою технічну продукцію)

технічного нагляду за збереженням на необхідному рівні встановлених показників сертифікованої технічної продукції під час її подальшого виробництва на підприємстві заявника. За результатами проведення такого технічного нагляду уповноважений спеціалізований орган з сертифікації у вмотивованих випадках призупинити або ж навіть узагалі скасувати дію ліцензійної угоди чи отриманого заявником сертифікату на його технічну продукцію.

Вартість проведення процедури сертифікації нової технічної продукції залежить від виду безпосереднього об'єкту сертифікації (технічної продукції), а також від обсягу робіт, необхідних для проведення процедури сертифікації.

## 11 Розділ з охорони праці

### Захист людини від ураження електричним струмом

Електричними установками у промисловості та інших видах діяльності людини, пов'язаних з виробництвом продукції різного призначення (як промислового, так і побутового) називають сукупність різного виду, типу та призначення машин, апаратів, ліній та різного придатного для застосування допоміжного промислового або ж непромислового обладнання (разом з відповідними будівельними спорудами та промисловими або ж непромисловими приміщеннями, у яких вони були змонтовані), призначених для виробництва, трансформування (зміни за своїми параметрами), передавання для подальшого використання, розподілу електричної енергії та подальшого перетворення її у інші необхідні для здійснення промислового виробничого процесу енергії. Конструкція будь-якої електричної установки незалежно від її призначення (промислове чи непромислове) обов'язково має відповідати усім вимогами актуальних «Правил облаштування електричних установок» відповідного до їхнього призначення.

Із метою забезпечення безпеки усього персоналу (робітників, працівників, інших залучених осіб), який безпосередньо або ж опосередковано пов'язаний із обслуговуванням електричних промислових чи непромислових установок, можуть бути використані різні окремі захисні засоби та способи, або ж різні їх поєднання, тобто спеціалізовані системи захисту людей від шкідливої/небезпечної дії електричного струму.

Серед значної кількості різноманітних засобів захисту від шкідливого та небезпечного впливу на організм людини від доторку до струмопровідних частин електричних промислових та непромислових установок можна виділити ізоляцію електричних проводів, огороження небезпечної для людини зони, блокування електричних промислових установок, застосування засобів індивідуального захисту.

Ізоляцію електричних проводів промислових електричних установок характеризує її електричний опір. Високе значення електричного опору ізоляції електричних проводів промислових електричних установок відносно землі та

корпусів самих електричних промислових або ж непромислових установок чи іншого промислового або ж непромислового обладнання створює безпечні умови для обслуговуючого персоналу (робітників, працівників) на даному промисловому виробництві у підприємстві. Упродовж проведення робіт на промислових технологічних електричних установках стан їхньої електричної ізоляції з часом неодмінно поступово і невідворотно погіршується за рахунок впливу цілої низки факторів, серед яких можна виділити наступні: нагрівання електричного проводу, механічні ушкодження від дії зовнішніх факторів, негативний вплив кліматичних умов на підприємстві та оточуючого виробничого середовища (наявності хімічно активних речовин у повітрі, високої або ж навпаки низької температури повітря, надлишковий тиск або ж навпаки вакуум у робочому просторі, занадто висока вологість повітря або ж навпаки занадто сухе повітря, тощо).

Огородження небезпечної для людини зони електричної промислової чи непромислової установки може бути суцільним або ж сітчастим. Ці огороження у обов'язковому порядку мають бути вогнетривкими. У промислових електричних установках, які мають наругу електричних ліній понад 1 000 в, мають бути обов'язково дотримані найменші допустимі (визначені відповідними нормами щодо застосування даного виду обладнання на підприємстві даного типу) відстані від струмопровідних частин даного промислового або непромислового електричного обладнання до відповідного огороження. Нормування допустимих відстаней має відповідати «Правилам облаштування електричних установок».

Блокування на практиці застосовують у промислових чи непромислових електричних установках із огороженими струмопровідними частинами. Таке блокування має забезпечувати автоматичне зняття напруги із струмопровідних частин промислових чи непромислових електричних установок у разі несанкціонованого (такого, що здійснюється без відповідного дозволу) проникнення людей (працівників, робітників, персоналу, сторонніх осіб, тощо) за межі відповідного встановленого на даному обладнанні захисного огороження. Безпосередній захист від напруги, яка виникає на корпусах або інших струмопровідних частинах електричних промислових чи непромислових установках

у результаті порушення цілісності ізоляції та відповідно втрати нею ізоляційних захисних властивостей, здійснюється за рахунок захисного заземлення, занулення та захисного відключення даної промислової чи непромислової електричної установки на підприємстві.

Захисне заземлення промислової чи непромислової електричної установки облаштовують у електричних мережах даного підприємства із ізольованою та із заземленою нейтраллю. Воно є безпосередньо заздалегідь передбаченим з'єднанням із землею неструмопровідних металевих корпусів та інших частин промислових чи непромислових електричних технологічних установок. Таке захисне заземлення є конче необхідним для забезпечення значного за величиною зниження електричної напруги відносно землі до встановленої відповідними нормами безпечної для людини (її життя та здоров'я) величини на металевих корпусах та інших струмопровідних частинах промислових електричних технологічних установок, які за нормальних умов у жодному разі не будуть знаходитись під електричною напругою, але які опинилися під вказаною електричною напругою унаслідок виникнення певних ушкоджень електричної ізоляції на струмопровідних елементах промислових електричних установок. Залежно від величини електричної напруги, потужності та режиму нейтралі промислової електричної установки у «Правилах облаштування електричних установок» передбачені гранично припустимі величини для опору відповідно облаштованого пристрою із заземлення даної конкретної електричної промислової установки на виробничій лінії підприємства.

Захисне занулення промислового чи непромислового технологічного електричного обладнання (установки) облаштовують у відповідних електричних мережах із наглухо заземленою нейтраллю із значення електричної напруги до 1000 В, оскільки лише одного захисного заземлення електричної промислової технологічної установки у даному разі буде абсолютно недостатньо для забезпечення належного рівня захисту працівників (робітників, персоналу) під час роботи у виробничій лінії на даній електричній промисловій установці. При цьому під зануленням розуміють заздалегідь передбачене з'єднання металевих струмопровідних корпусів електричних промислових установок із нульовим

проводом, який приєднаний до заземленої нейтралі джерела електричного струму на даному виробничому підприємстві. При цьому принцип дії захисного електричного занулення полягає у наступному: відбувається перетворення електричного замикання (яке без сумніву є небезпечним для людини під час її роботи на електричній установці) на металевий струмопровідний корпус у однофазне коротке замикання, за наявності якого відбувається спрацьовування заздалегідь встановленого захисту (яким можуть бути плавкі електричні запобіжники, автомати тощо), після чого відбувається відключення промислової електричної установки та відповідно її повна зупинка. З метою повного унеможливлення виникнення потенційно небезпечної або шкідливої ситуації на підприємстві для людей (працівників, робітників, персоналу, сторонніх осіб тощо) зануленню у обов'язковому порядку підлягають абсолютно усі промислові верстати, наявні на підприємстві електричні двигуни різного призначення, цехові металеві освітлювальні прилади тощо.

Захисне відключення – це захист швидкої дії, що має на своїй меті автоматичне (без необхідності контролю з боку людини) відключення промислової технологічної або нетехнологічної електричної установки у разі виникнення у ній небезпечної ситуації, яка може призвести до потенційно небезпечних/шкідливих наслідків від ураження людини електричним струмом. Така ситуація може виникнути наприклад під час електричного замикання на металевий струмопровідний корпус промислового обладнання, зниження опору електричної ізоляції електричної мережі на підприємстві (у цеху, на виробничій ділянці, на робочому місці), у разі дотику людини без наявних у неї засобів індивідуального захисту безпосередньо до оголеної частини струмопровідної частини електричної промислової установки. Захисне відключення промислового електричного обладнання рекомендовано застосовувати як основний або ж додатковий захід із захисту людей (робітників, працівників, персоналу, сторонніх осіб) від небезпеки ураження електричним струмом на підприємстві, якщо їхня безпека не може бути забезпеченою за допомогою облаштування електричного заземлення чи занулення, або ж якщо застосування вказаних способів на конкретному виробничому

підприємстві з певних об'єктивних причин є занадто ускладненим або ж економічно недоцільним унаслідок своєї занадто високої вартості.



### Список використаної літератури

1. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
2. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
3. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.
4. Олійник П. В. Цивільний захист : підручник / П. В. Олійник, С. Т. Омельчук, В. В. Чаплик та ін. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
5. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навчальний посібник / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 265 с.
6. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
7. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.
8. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. 1. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
9. Панченко В. О. Експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
10. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

11. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ., 2020. – 212 с.
12. Rzebebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzebebaeva, E. E. Rzebebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
13. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
14. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
15. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / H. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
16. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 p.
17. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 p.
18. Методологія наукових досліджень : навч. посіб. / В. І. Зацерковний, І. В. Тішаєв, В. К. Демидов. – Ніжин : НДУ ім. М. Гоголя, 2017. – 236 с.
19. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика. : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми: СумДУ, 2015. – 121 с.
20. Краснянський М. Ю. Енергозбереження: навчальний посібник / М. Ю. Краснянський. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.
21. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред.: О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
22. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. І. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.

23. Основи енерго- і ресурсозбереження: навчальній посібник / Г. І. Канюк, Т. М. Пугачова, В. Ф. Без'язичний, О. М. Близниченко, Д. І. Шматков. – Харків : друкарня «Мадрид», 2019. – 230 с.

24. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь : Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.

25. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи / укладачі : В. І. Склабінський, Я. Е. Михайловський, В. М. Маренюк. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 52 с.

26. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye\\_k-item/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/).

27. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.

28. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» / укладачі: Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 27 с.

29. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.

30. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.

31. Загальні відомості про сертифікацію в Україні – Електронний ресурс: [http://ucps.info/ua/certification\\_summary.html](http://ucps.info/ua/certification_summary.html)

32. Орган із сертифікації та оцінки відповідності продукції. – Електронний ресурс: <https://intsas.com.ua/ua/services/permits/certification-scheme>

33. Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса [Електронний ресурс] : монографія / В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 145 с.