

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розроблення вільновихрового насоса TFP 70-34 для транспортування рідин з волокнистими включеннями хімічної промисловості**
Development of torque-flow pump SVN 70-34 for transporting liquids with fibrous inclusions in the chemical industry

Здобувача групи ГМ-91/1 Кравцева Максима Миколайовича

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

_____ Кравцев Максим Миколайович

Керівник

Старший викладач каф. ПГМ,

Виконуючий обов'язки начальника

Науково-дослідницької частини

Владислав КОНДУСЬ _____

Суми – 2024

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

"__" _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Кравцев Максим Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема: Розроблення вільновихрового насоса TFP 70–34 для транспортування рідин з волокнистими включеннями у хімічній промисловості
Development of torque-flow pump SVN 70-34 for transporting liquids with fibrous inclusions in the chemical industry

затверджена наказом по університету від "___" _____ 2024 р. №___

2. Термін здачі 21 грудня 2024 р.

Вихідні данні : подача – 70 м³/год; напір – 34 м;

синхронна частота обертання n= 3000 об/хв;

густина рідини 1250 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 (*розрахунок валу на статичну міцність та витривалість; розрахунки на довговічність підшипників*); 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; теоретичне креслення – робоче колесо; робоче креслення – робоче колесо, корпус, вал, корпус сальника, кронштейн, кришка.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка	
1	Загальна відомості щодо роботи насосних агрегатів у системах водозабезпечення	до 06.11.2024	консультант – керівник роботи	
2	Вибір конструктивної схеми насосного агрегату			
3	Опис конструкції обраного насосного агрегату			
4	Виконання розділу з охорони праці	до 13.11.2024		
5	Виконання економічного розділу			
6	Оформлення звіту з практики			
7	Конструктивні розрахунки проточної частини насоса	до 17.11.2024		
8	Складальне креслення насоса	до 20.11.2024		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 22.11.2024		
11	Розрахунки на міцність			
12	Розрахунки з вибору підшипників			
13	Креслення робочого колеса	до 27.11.2024		
14	Креслення корпусу	до 01.12.2024		
15	Створення 3D моделі проточної частини насоса. Виконання числового розрахунку	до 11.12.2024		консультант – Лобуренко М.В.
17	Робоче креслення апарату направляючого	до 15.12.2024		
18	Монтажне креслення насосного агрегату	до 18.12.2024		
19	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 21.12.2024		
20	Захист роботи	з 26.12.2024		
		до 29.12.2024		

Дата видачі завдання "24" жовтня 2024 р.

Студент

(підпис)

Кравцев М.М.

Керівник роботи

(підпис)

Кондусь В. Ю.

Пояснювальна записка: 69 с., 16 рисунків, 5 таблиць, 12 літературних джерел.

Тема випускної роботи магістра «Розроблення вільновихрового насоса ТФР для транспортування рідин з волокнистими включеннями у хімічній промисловості».

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

Мета роботи – розробка вільновихрового насоса СВН 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, СВН, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КІЛЬЦЕВИЙ ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ.

ЗМІСТ

Вступ	8
1 Вибір конструктивної схеми насоса	11
2 Опис конструкції вибраного насоса	15
3 Модельний розрахунок проточної частини насоса	18
3.1 Коефіцієнт швидкохідності насоса	21
3.2 Вибір модельного насоса	22
3.3 Розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса	23
3.4 Визначення основних геометричних параметрів проточної частини	
4 Розрахунок гідродинамічних сил	26
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	26
4.2 Визначення радіальної сили	28
4.3 Врівноваження осьової сили	29
5 Розрахунок насоса на кавітацію	32
6 Розрахунок вибору приводу насоса	33
6.1 Вибір електродвигуна	33
6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	35
7 Розрахунки на міцність	39
7.1 Розрахунок конструкції вала	39
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	42
7.2.1 Вибір типу ущільнення	42
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	43
7.3 Розрахунок вала	44
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	44

7.3.2 Наближений розрахунок вала	46
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала	48
7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	51
7.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом	
7.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою	53
7.5 Вибір муфти крутного моменту	56
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	58
8. Розділ з охорони праці	62
Висновки	66
Список літератури	68
Додаток А	

Вступ

Вільновихрові насоси [1] належать до спеціалізованих гідродинамічних насосів, призначених для транспортування рідин із високим вмістом твердих часток, абразивних матеріалів, чутливих до пошкоджень речовин, а також гідросумішей [2]. Їхнє використання є надзвичайно важливим у таких галузях народного господарства, як гірничодобувна промисловість, будівництво, хімічна промисловість та видобуток нафти.

Основною особливістю вільновихрових насосів є їхній унікальний принцип дії. Вони забезпечують обертальний рух рідини завдяки спеціальній конструкції ротора, яка створює вихор або вихровий потік. Цей потік формується під впливом відцентрової сили, що виникає під час обертання ротора. Завдяки такому принципу роботи вільновихрові насоси здатні ефективно транспортувати рідини з вмістом твердих часток чи абразивних матеріалів.

Насоси вільновихрового типу знаходять широке застосування в різних галузях. У комунальному господарстві їх використовують для перекачування фекальних рідин, ґрунтових і стічних вод, каналізаційного мулу. У сільському господарстві вони служать для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби. У харчовій промисловості ці насоси ефективно працюють з легкоушкоджуваними продуктами, соками, сиропами, суспензіями та іншими рідинами.

У целюлозно-паперовій та хімічній промисловостях їх застосовують для транспортування деревної маси, макулатури, полімерів, в'язкої сировини, газоподібних рідин тощо. У тепловій енергетиці вони забезпечують кулькове очищення конденсаторів парових турбін від забруднень. У чорній металургії використовуються для гідротранспорту шламу, золи, руд і хвостів на гірничо-

збагачувальних фабриках. У нафтовій промисловості їх застосовують для перекачування відходів нафтохімічного виробництва, а у вугільній – для транспортування вугілля та вугільного шламу.

Крім того, ці насоси ефективні для подачі піску, ґрунту, гравію та інших абразивних матеріалів.

Останнім часом як в Україні, так і за кордоном активно проводяться дослідження та вдосконалення вільновихрових насосів. Ці пристрої постійно модернізуються, розширюючи сферу свого застосування у промисловості, що дозволяє підвищити ефективність технологій перекачування рідин і раціонально використовувати ресурси.

На основі значного досвіду розрахунково-теоретичних і експериментальних досліджень вільновихрових насосів була розроблена нормативна документація, яка забезпечила створення уніфікованої серії насосів відповідно до міжнародного стандарту ISO 2858. Цей стандарт визначає ключові вимоги до конструкції, розмірів і технічних характеристик насосів, забезпечуючи їх взаємозамінність та придатність для використання у різних галузях і країнах.

ISO 2858 розроблено в рамках міжнародного співробітництва з урахуванням провідного досвіду та галузевих стандартів. Нормативна документація спрощує процеси розробки, виробництва та експлуатації насосів, забезпечуючи їх високу якість і надійність. Крім того, вона сприяє стандартизації виробничих процесів, що дозволяє підвищити ефективність і безпеку використання насосів у промисловості.

Беручи до уваги конструктивні особливості [3] та принцип роботи вільновихрових насосів, можна виділити такі їх ключові відмінності від відцентрових насосів:

- **Розташування робочого колеса.** Робоче колесо розміщене в розточенні задньої стінки корпусу з вільною камерою, яка не перетинається

обертівими деталями. Завдяки цьому частина рідини проходить через вільну камеру без контакту з робочим колесом і його лопатями.

- **Однозв'язковий робочий об'єм.** Робочий об'єм вільновихрових насосів є однозв'язковим, що виключає можливість намотування волокон на деталі, як це відбувається у багатозв'язкових об'ємах відцентрових насосів. Це робить їх ефективними при перекачуванні волокнистих і забруднених сумішей.
- **Мінімальний контакт із робочим колесом.** Завдяки вільній камері рідина має мінімальний контакт із робочим колесом, що дозволяє зберігати структуру продуктів під час перекачування.
- **Відсутність передніх ущільнень.** У конструкції немає передніх ущільнень, що усуває проблеми, пов'язані з їхнім зносом, закупорюванням, регулюванням чи необхідністю промивання.
- **Знижена металоємність.** Спрощена конструкція проточної частини забезпечує меншу металоємність насоса, полегшує його складання та підвищує рівень уніфікації компонентів.
- **Висока зносостійкість.** Через те, що основна частина потоку середовища не контактує з робочим колесом, насос має високу стійкість до зношування при транспортуванні рідин із абразивними твердими частками.
- **Простота ремонту.** Конструктивні особливості дозволяють легко проводити ремонт і виготовлення запасних частин безпосередньо на місці експлуатації.
- **Зручність в експлуатації.** Насоси практично не закупорюються, відрізняються високою надійністю та тривалим терміном служби.

Ці характеристики роблять вільновихрові насоси ефективними та універсальними для застосування в умовах, що вимагають роботи з абразивними, волокнистими або чутливими до пошкодження середовищами.

1 Вибір конструктивної схеми насоса

Протягом десятиліть розвитку вільновихрових насосів (СВН) [4] було створено безліч конструктивних схем, кожна з яких має свої переваги. Це зумовлено двома ключовими факторами:

1. **Різноманітність робочих середовищ.** Гідросуміші, які перекачуються за допомогою СВН, можуть мати різний склад, в'язкість, температуру та інші характеристики. Тому кожна конструктивна схема насоса розробляється для оптимальної роботи з конкретними типами середовищ.
2. **Ефективність роботи.** Умови експлуатації, такі як потужність, тиск і пропускна здатність, вимагають адаптованих рішень для забезпечення максимальної продуктивності та ефективності роботи насосів.

Сьогодні найбільш поширеними конструктивними схемами СВН є **Вемко (Wemco)**, **Туро (Turo)** та **Сека (Seca)**. Кожна з них має унікальні особливості, які забезпечують ефективність у певних умовах експлуатації. Вибір схеми здійснюється на основі конкретних потреб, що дозволяє досягти оптимальних техніко-економічних показників.

У 1954 році американська компанія *Western Machinery Co* виготовила перший вільновихровий насос типу Вемко (Wemco). Хоча початкові моделі мали низький коефіцієнт корисної дії (30–40%), вони все ж знайшли застосування в США завдяки своїм унікальним можливостям.

Сфери застосування насосів типу Вемко:

- асенізація;
- каналізаційні насосні станції;
- очисні споруди;
- сільське господарство;
- харчова промисловість та інші галузі.

Незважаючи на низький ККД, насоси Вемко залишаються ефективними для виконання специфічних завдань, зумовлених потребами галузі. Їх використання доводить, що навіть при конструктивних обмеженнях ці насоси можуть успішно виконувати поставлені задачі в умовах, де інші конструкції не є настільки ефективними.

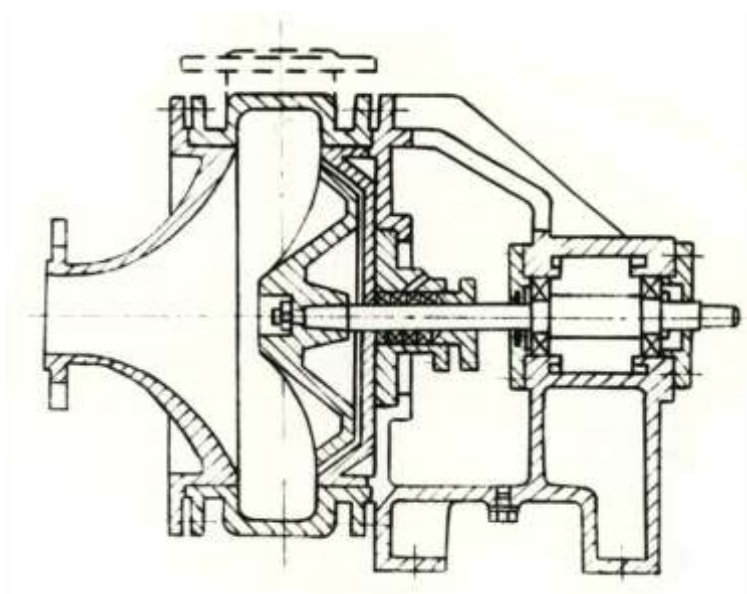


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу “Wemco”

Насос (рис. 1.1) має корпус із осьовим і тангенціальним напірними патрубками, а також вільною камерою, розташованою між робочим колесом, яке знаходиться у ніші корпусу, і кришкою насоса. Робоче колесо функціонує за принципом гідромфти, що забезпечує ключову перевагу — високу

надійність при транспортуванні матеріалів із великими частинками та твердими домішками. Завдяки цьому насоси даного типу ефективно працюють із середовищами, які містять частинки значних розмірів.

Для покращення показників напору та коефіцієнта корисної дії (ККД) було розроблено новий тип насоса зі схемою "**Turo**", створеною швейцарською компанією *Egger*. У цій конструктивній схемі робоче колесо (рис. 1.2) виконане у формі диска з прямими радіальними лопатками, які можуть бути як відкритими, так і закритими на периферії.

Особливістю конструкції є різке зміщення потоку на виході з робочого колеса у напрямку осі, що сприяє інтенсивнішому обміну енергією між рідиною, робочим колесом і вільною камерою. Це дозволяє збільшити напір і підвищити ККД насоса. У насосах типу "**Turo**" ККД може досягати 54%. Вони широко застосовуються для перекачування забруднених рідин, зберігаючи ефективність і надійність у роботі з проблемними середовищами.

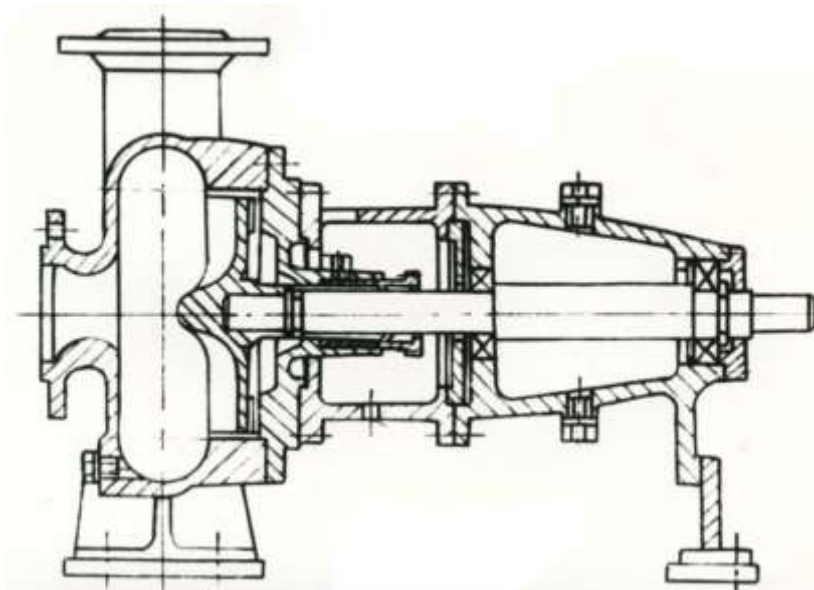


Рисунок 1.2 –Вільновихровий насос типу “Turo”

Насоси типу **Сека (Seka)** (рис. 1.3), розроблені австрійською компанією *E. Vogel*, характеризуються принципом висування робочого колеса з ніші

корпусу у вільну камеру. Це конструктивне рішення сприяє підвищенню напору та коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса.

У насосах цього типу робоче колесо не обмежене на периферії та розташоване у вільній камері. Потік рідини, виходячи з робочого колеса, спрямовується безпосередньо у відвід, що дозволяє зменшити втрати енергії та забезпечити високу ефективність перекачування.

Проте їх використання має певні обмеження. Основна проблема пов'язана з ризиком забивання насоса при транспортуванні рідин, що містять волокнисті речовини або інші подібні включення. Це може створювати труднощі у роботі, особливо за умов гідротранспорту сильно забруднених рідин.

Попри ці недоліки, насоси типу **Сека** є ефективним рішенням для специфічних умов експлуатації, де висока продуктивність та енергоефективність мають пріоритет, а ризик забивання можна знизити відповідними заходами.

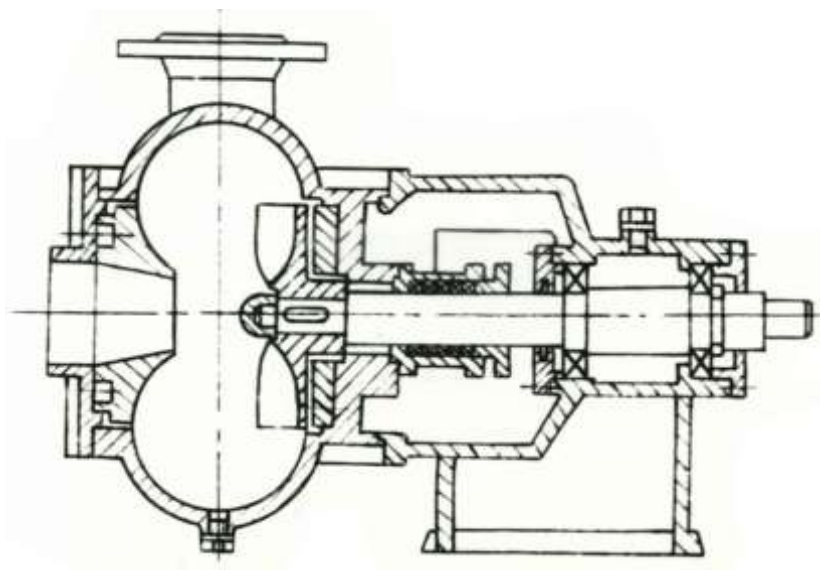


Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу “Sekа”

Перераховані конструктивні схеми є основними типами вільновихрових насосів, які виготовляються за кордоном. Окрім цих базових варіантів, існують також модифіковані конструкції, що адаптовані для специфічних умов експлуатації.

Вибір конкретної конструктивної схеми насоса визначається характеристиками рідини, що підлягає перекачуванню, а також умовами її транспортування. Серед різних варіантів найбільш універсальною та широко застосовуваною як в Україні, так і за її межами є схема **СВН Туро**.

Ця схема має низку переваг, серед яких мінімальне пошкодження перекачуваного продукту та висока стійкість до забивання, що забезпечує її ефективність у роботі з різними типами середовищ. Завдяки цьому насоси **Туро** є не лише технічно ефективними, а й економічно вигідними для експлуатації у різних галузях.

2 Опис конструкції вибраного насоса

У вільновихрових насосах є одна унікальна особистість - вони мають велику вільну камеру перед робочим колесом.

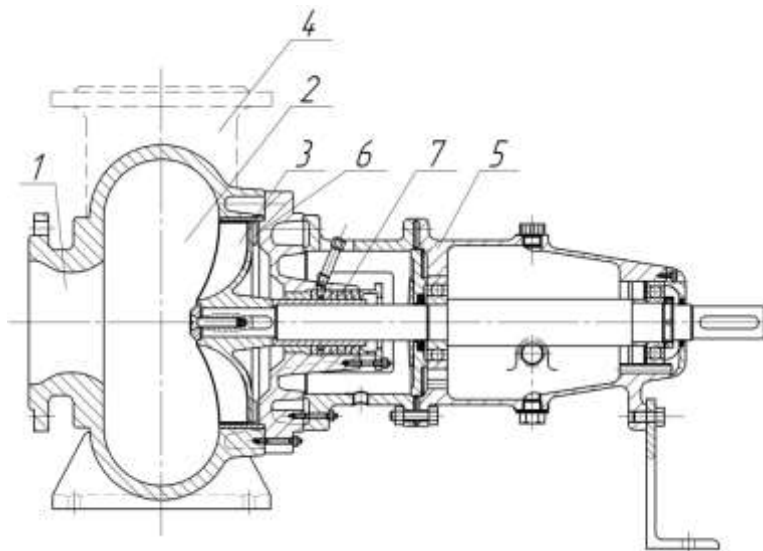


Рисунок 2.1 –Вільновихровий насос типу “Туро”

Принцип роботи вільновихрового насоса полягає в наступному: рідина з всмоктуючого патрубку 1 (рисунок 2.2) потрапляє в вільну камеру 2 і робоче

колесо 3. Під дією відцентрової сили рідина відкидається до периферії колеса. Частина рідини викидається через відвід, а інша частина повертається назад до входу в колесо, втрачаючи енергію.

У вільній камері насоса відбувається вихровий обмін між вихідним потоком з робочого колеса і потоком, що надходить з всмоктуючого патрубка. Ці два потоки змішуються, створюючи вихор у напрямку руху колеса, після чого рідина викидається через напірний патрубок 4.

Особливістю вільновихрових насосів, таких як насоси типу "Туго" (рис. 2.1), є те, що робоче колесо контактує лише з частиною транспортованого продукту, а не з усім обсягом рідини. Ця особливість робочого процесу дозволяє зберігати властивості перекачуваних матеріалів і продуктів, що є важливим для фахівців, які прагнуть знизити їх пошкодження під час транспортування.

Насос має уніфіковану опорну стійку 5. Осьове зусилля врівноважується за допомогою імпеллерів 6. Ротор насоса демонтується з боку з'єднувальної муфти, виконаної з проміжною проставкою. У насосах можуть використовуватись сальникові 7 або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може бути виготовлена з чавуну, сталі, бронзи, а також гумована резиною для підвищення зносостійкості.

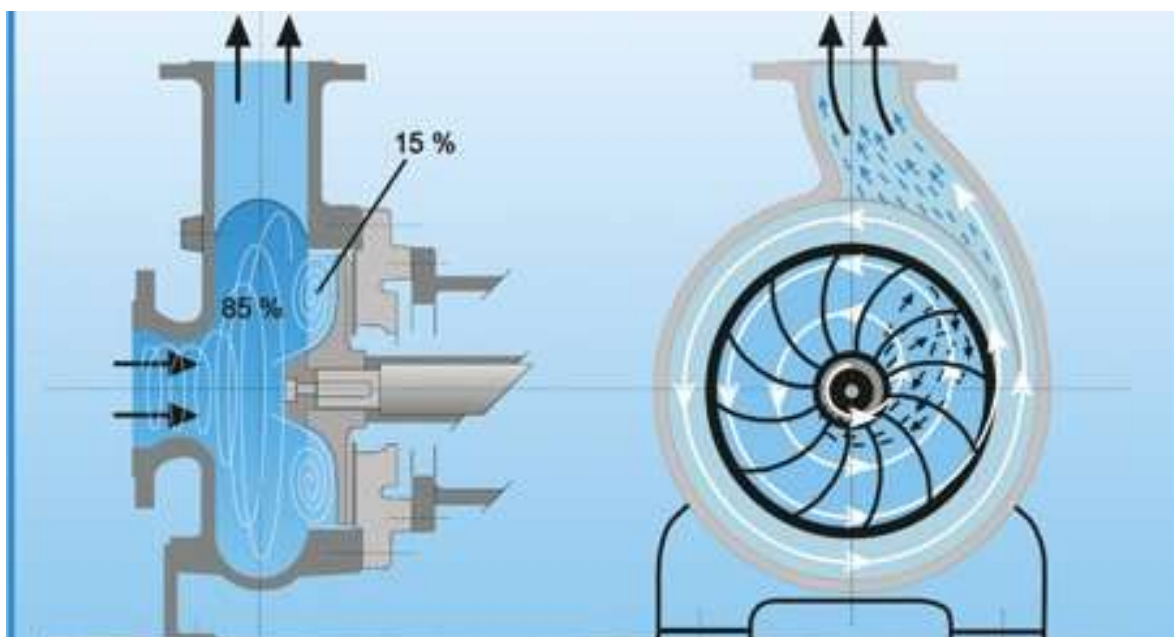


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туго»

Вільновихрові насоси широко застосовуються для перекачування рідин, що містять великі кількості твердих і волокнистих часток, а також газоподібних бульбашок. Це робить їх ідеальними для транспортування стоків, що містять тверді речовини. Хоча ці насоси мають менший коефіцієнт корисної дії (ККД) у порівнянні з відцентровими насосами, їхня перевага полягає у вищій надійності та довговічності роботи.

Конструкція вільновихрових насосів є спрощеною завдяки наявності плоских лопатей робочого колеса і кільцевих відводів, що знижує складність виготовлення.

Ці насоси мають високу надійність при перекачуванні газовмісних сумішей до 50%, рідин з великими включеннями (до 0,8 ширини вільної камери) та здатні всмоктувати рідини з глибини до 8 метрів. Вони також менш схильні до кавітації, що є важливою перевагою.

Конструкція вільновихрових насосів є більш економічною та спрощеною, дозволяє працювати з сумішами рідини та газу і менш залежить від протитиску в системі. Завдяки цим характеристикам, вони ефективніші при перекачуванні рідин, що містять різні домішки, в порівнянні з іншими типами насосів.

3 Модельний розрахунок проточної частини насоса

3 Розрахунок гідродинамічних сил

Вихідні дані до виконання дипломного проекту (табл. 3.1):

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до проекту

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	70	м ³ /год
Напір (H)	34	м
Густина рідини (ρ)	1250	кг/м ³
Частота обертання (n)	3000	об/хв

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

Згідно з результатами попередніх експериментів та досліджень, були визначені оптимальні співвідношення геометричних розмірів насоса, які слід враховувати при проектуванні проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 3.1).

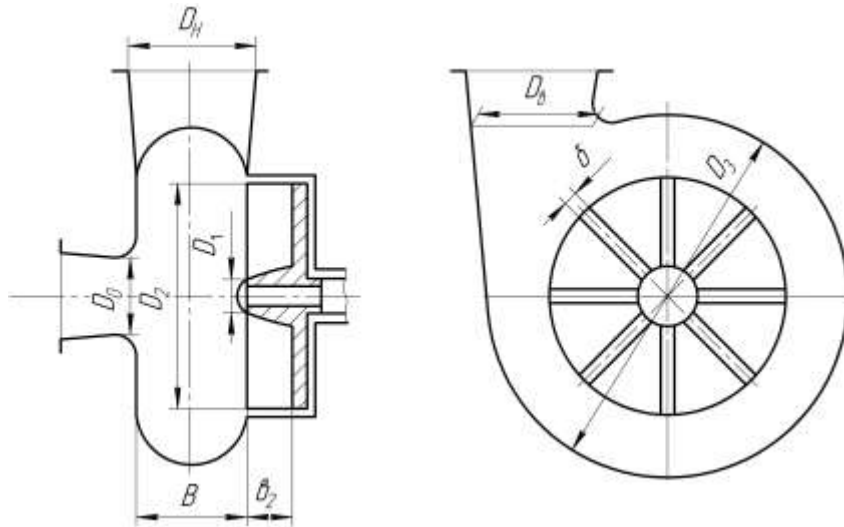


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу “Turo”

Для робочого колеса:

- РК з прямими радіальними лопатками ($\beta_{2л} = \beta_{2у} = 90^0$) як найбільш технологічне при виготовленні;
- відносне значення діаметра входу РК $\overline{D_1} = 0,15 - 0,25$ (зазвичай приймають $\overline{D_1} = 0,2$);
- відносна ширина лопатки колеса на виході $\overline{b_2} = 0,14 - 0,2 = 0,17$;
- число лопатей $Z = 10$;
- відносна товщина лопаті $\overline{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$ (зазвичай приймають з урахуванням абразивності перекачуваного середовища і технологічних можливостей).

При проектуванні СВН типу "Turo" найефективнішою та оптимальною для досягнення високого напору і ККД є кільцева форма відводу з округленим меридіанним профілем.

Для кільцевого відводу:

- відносний радіус розташування язика $\overline{R_{ЯЗ}} = 1,3 - 1,4 = 1,35$;

- ширина вільної камери B визначається в залежності від коефіцієнта швидкохідності n_s за графіком (рис. 3.2);
- діаметр кільцевого відводу $D_3 = D_2 + B$;
- діаметр виходу на рівні язика відводу $D_B = B$;
- циліндричний або конфузорний 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 $D_0 \geq B$.

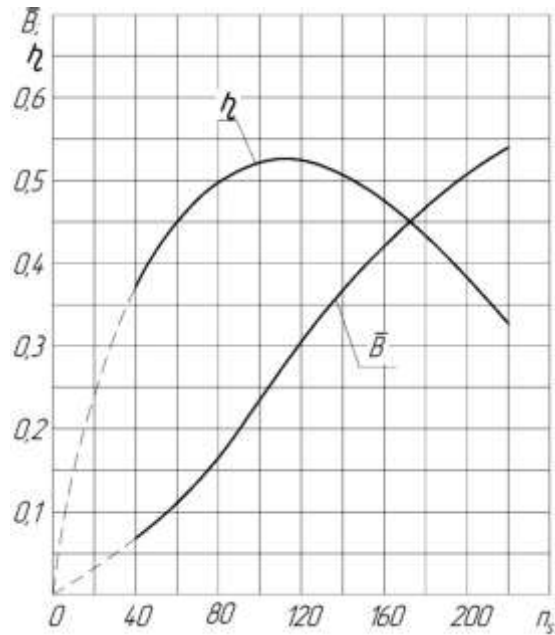


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

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

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

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{3000 \cdot \sqrt{70}}{60 * 34^{3/4}} = 108,4$$

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

$$\eta = 0,525; \bar{B} = 0,25.$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів

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

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

$$\eta_{\text{мех}} = (0,95 - 0,97);$$

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

η - 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 $\bar{B}/\bar{b}_2 = 0,25/0,17 = 1,47$ (рис. 3.4), $F_2 =$

$$2,04$$

n - частота обертання РК, об / хв.

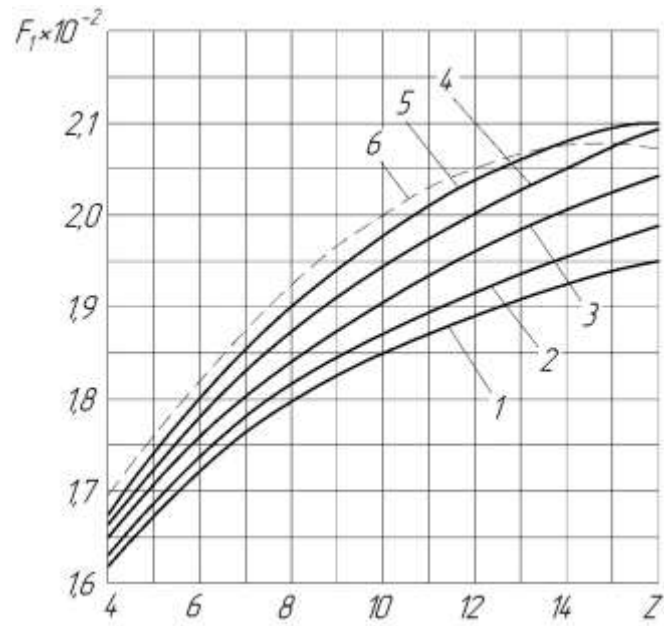


Рисунок 3.3 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при $\bar{D}_1 = 0,2$: 1 $-\bar{\delta} = 0,005$; 2 $-\bar{\delta} = 0,01$; 3 $-\bar{\delta} = 0,02$; 4 $-\bar{\delta} = 0,03$;

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

Отримуємо: $F_1 = 0,0191$

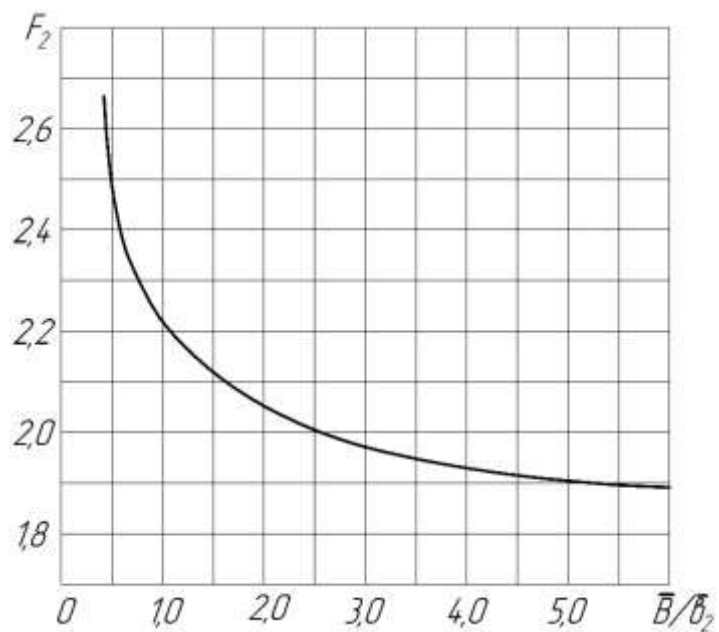


Рисунок 2.4 – Залежність функції F_2 від співвідношення \bar{B}/\bar{b}_2

Отримуємо: $F_2 = 2,13$;

$$A = \left[\frac{0,95}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,525 \cdot 0,0191 \cdot 2,15} \right]^{1/2} = 79,2$$

$$D_2 = \frac{79,2}{3000} \cdot \sqrt{34} = 0,154 \text{ м} = 154$$

Приймаємо: $D_2 = 160 \text{ мм}$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; \quad D_1 = 0,2 \cdot 160 = 32 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \quad b_2 = 0,15 \cdot 160 = 24 \text{ мм};$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2; \quad \delta = 0,02 \cdot 160 = 3 \text{ мм}.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = 0,26 \cdot 160 = 41,6 \approx 42 \text{ мм}.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B; \quad D_3 = 160 + 42 = 202 \text{ мм};$$

$$D_B = B = 42 \text{ мм};$$

$$D_{\text{яз}} = \bar{D}_{\text{яз}} \cdot D_2; \quad D_{\text{яз}} = 1,3 \cdot 160 = 208 \text{ мм}.$$

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

$$D_0 \geq D_e = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_S/100)^{2/3},$$

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (108,4/100)^{2/3} = 0,224 - 0,28.$$

$$\text{Приймаємо } K_{V_0} = 0,225.$$

Швидкість у вхідному патрубку

$$V_0 = K_{V_0} \cdot \sqrt{2gH}$$

$$V_0 = 0,225 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 34} = 5,6 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot Q / \pi \cdot V_0}$$

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot 70 / 3600 \cdot 3,14 \cdot 5,6} = 0,071 \text{ м.}$$

$$\text{Приймаємо: } D_0 = 80 \text{ мм.}$$

Умова $D_0 \geq B$ виконується.

Діаметр всасуючого та напірного патрубків приймають згідно зі стандартом ISO 2858:

$$D_{\text{вх}} = 80 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{н}} = 65 \text{ мм.}$$

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

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

$$N = \frac{1250 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 34}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,525} = 15,4 \text{ кВт.}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу k визначають як:

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

$$N_{эд} = 1,15 \cdot 13,9 = 17,7 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт запасу k вибирають залежно від потужності:

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

Обирається електродвигун асинхронний серії АИР160М2У2(ГОСТ 31606-2012):

$$N=18,5 \text{ кВт;}$$

$$n_{\text{синх}}=3000 \text{ об/хв;}$$

$$\eta = 90 \text{ \%}.$$

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

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

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

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{13,9}{2940} \cdot \frac{48960}{45 \cdot 10^6}} = 0,0173 \text{ м.}$$

Матеріал валу: сталь 45, $[\tau_{кр}] = 45 \cdot 10^6 \text{ Па.}$

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

Приймаємо: 20 мм.

4 Розрахунок гідродинамічних сил

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 0,08$ м; радіус входу в робоче колесо $R_1 = 0,031$ м; радіус втулки $R_{вТ} = 0,030$ м.

Визначаємо число Рейнольдса:

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

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/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 :

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,16^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 0,715 \cdot 10^6$$

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

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,715 \cdot 10^6} = 0,912$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,715 \cdot 10^6} = 0,610$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та [7] відносний радіус втулки $\overline{R_{вТ}}$.

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою, c^{-1} :

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

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ c}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\overline{R_{вТ}} = \frac{R_{вТ}}{R_2}, \quad (4.3)$$

$$\overline{R_{вТ}} = \frac{0,030}{0,08} = 0,375.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

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

де $k = 0,486$

тоді

$$A = 3,14 \cdot 1250 \cdot 9,81 \cdot 34 \times \\ \times [0,912 \cdot (0,08^2 - 0,030^2) - 0,610 \cdot (0,08^2 - 0,0310^2)] - \\ - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1250 \cdot 0,08^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,375^2)^2 = 2204 \text{ Н.}$$

4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

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

де $K_R \approx 0,2$ – експериментальний коефіцієнт;
 Δ - товщина диска робочого колеса, м.

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

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \\ R = 0,2 \cdot 1250 \cdot 9,81 \cdot 34 \cdot 0,16 \cdot (0,033 + 0,008) = 547 \text{ Н.}$$

4.3 Врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є критично важливим для нормальної роботи насоса. Якщо не забезпечити розвантаження осьової сили, то зусилля, яке діє на підшипники, може призвести до їх передчасного виходу з ладу.

Для розвантаження осьового зусилля в проектованому насосі пропонується використовувати розвантажувальні лопатки (імпелери, рисунок

4.3) [8], які збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі та, відповідно, зменшують тиск на провідний диск.

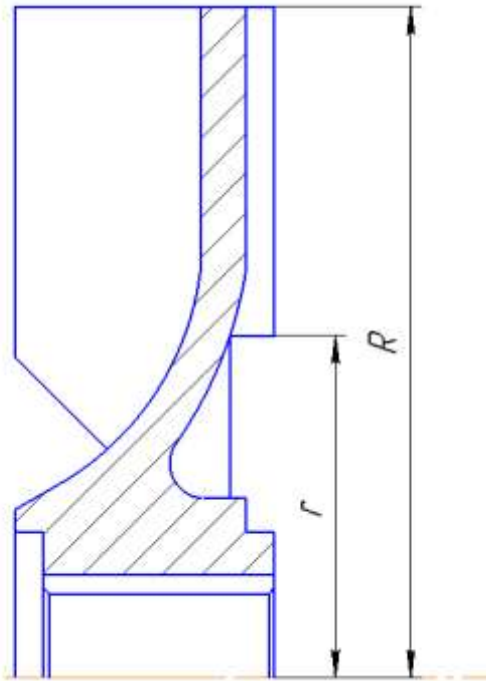


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

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

$$N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5\left[1 - \left(r/R\right)^5\right]$$

(4.6)

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 $R = 0,08$ м , $r = 0,036$ м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1250 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,08^2 - 0,036^2) \frac{18,85^2 - 8,8^2}{2 \cdot 9,81} = 1043 \text{ Н}$$

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

$$T = A - T_u = 2204 - 1044 = 1160 \text{ Н};$$

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1250 \cdot 314^3 \cdot 0,08^5 \cdot \left[1 - \left(0,036/0,08 \right)^5 \right] = 36,3 \text{ Вт}$$

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]:

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

де Δh - 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 $c = 3000$.

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

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

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{3000 \cdot \sqrt{0,0222}}{3000} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,62 \text{ м.}$$

6 Розрахунки з вибору приводу

6.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{h}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$
$$N = \frac{1250 \cdot 9,81 \cdot 0,0222 \cdot 34}{0,48} = 15245 \text{ Вт}$$

У якості приводу насоса вибираємо електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

де $k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$N = 1,2 \cdot 15245 = 18294 \text{ Вт.}$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун АИР160М2У2 (рис. 6.1) з параметрами [10]:

- потужність $N_{\text{дв}} = 18,5 \text{ кВт}$;
- частота обертання $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Структура умовного позначення електродвигуна:

- А – асинхронний;
- И – уніфікована серія (И – Інтерелектро);
- Р – прив'язка потужностей до встановлювально-приєднувальних розмірів (Р – за РС 3031-71);
- 160 – габарит, мм;
- М – встановлювальний розмір по довжині станини;
- 2 – число полюсів;
- У2 – кліматичне виконання (для помірного клімату).

Таблиця 6.1 – Технічні характеристики електродвигуна АИР160М2У2

Модель	Потужність	Напруга	Струм	Частота обертання	КК Д	cosφ	M _{max} / M _H	M _n / M _H	I _n / I _H
	кВт	В	А	об/хв	%				
АИР160М2У 2	18,5	380	37,4	3000	90	0,8 4	2,0	2, 3	7, 5
		660							



Рисунок 6.1– Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР160М2У2

Таблиця 6.2 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна АИР160М2У2[11]

Тип двигуна	Число полюсів	Габаритні розміри, мм		Встановлювальні та приєднувальні розміри, мм							
		l30	h31	l1	l10	l31	d1	d10	b10	h10	h
АИР160МУ2	2	660	420	110	210	108	42	15	320	18	160

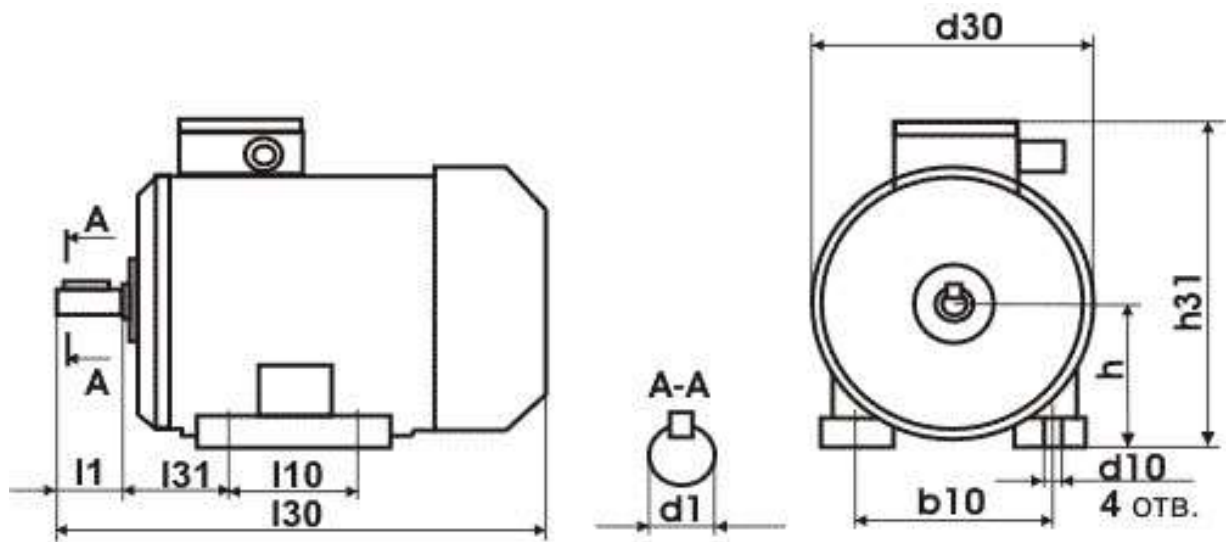


Рисунок 6.2– Габаритне креслення електродвигуна серії АІР
виконання 1081

6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна будуюмо графік 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:

$$M_{\text{ном}} = \frac{18294}{314} = 60,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 60,3 = 12,66 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

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

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

$$N_{\text{max}} = N_{\text{дв}} \quad (6.6)$$

$$N_{\text{дв}} = 18,5 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{314} = 58,92 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{\text{ном}}, \quad (6.7)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв.}$$

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

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 58,92 = 1,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

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

$$k = \frac{58,92}{3000^2} = 6,5 \cdot 10^{-6}$$

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.

Таблица 6.3 – Пускова момент на характеристика

n, об/хв	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
M, Н·м	0	0,96	2,8	5,2	10,1	12	23,5	26,4	36,8	47,6	58,92

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

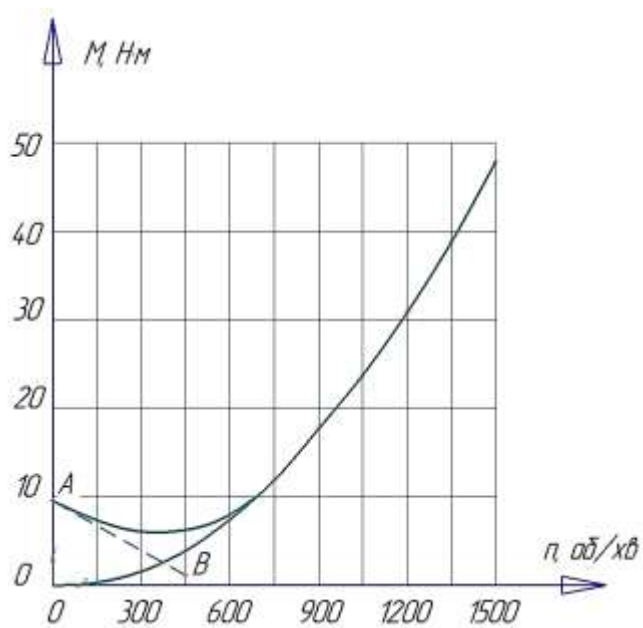


Рисунок 6.3 – Пусковамоментна характеристика

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].

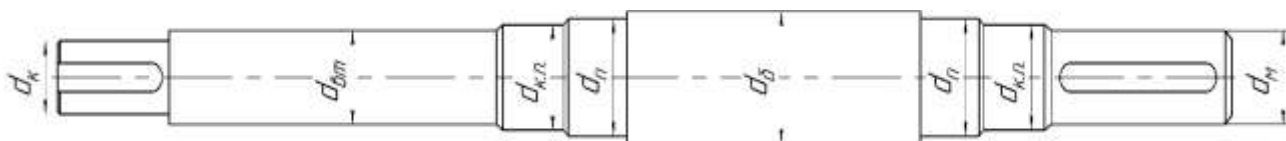


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

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

$$M_{\max} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{314} = 58,92 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_{\text{к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 58,92}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,03 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_{\text{к}} = 0,03 \text{ м}$.

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} d_{\text{м}} &= 0,8 \div 1,2 d_{\text{дв}}, & (7.3) \\ d_{\text{м}} &= 1,2 \cdot 0,03 = 0,034 \text{ м.} \end{aligned}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_{\text{м}} = 35 \text{ мм}$.

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{\text{вт}} = d_{\text{к}} + 0,01 = 0,03 + 0,01 = 0,04 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{\text{вт}} = 0,040 \text{ м}$.

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

$$\begin{aligned} d_{\text{к.п.}} &= d_{\text{м}} + (0,005 \div 0,01), & (7.4) \\ d_{\text{к.п.}} &= 0,035 + 0,01 = 0,045 \text{ м.} \end{aligned}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{\text{к.п.}} = 45 \text{ мм}$.

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

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

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_{\text{п}} = 0,045 + 2 \cdot 0,003 = 0,051 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під підшипник $d_{\text{п}} = 50$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{\text{б}} = d_{\text{п}} + 3 \cdot r, \quad (7.6)$$

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 $r = 3$ мм.

$$d_{\text{б}} = 0,05 + 3 \cdot 0,003 = 0,059 \text{ м.}$$

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.

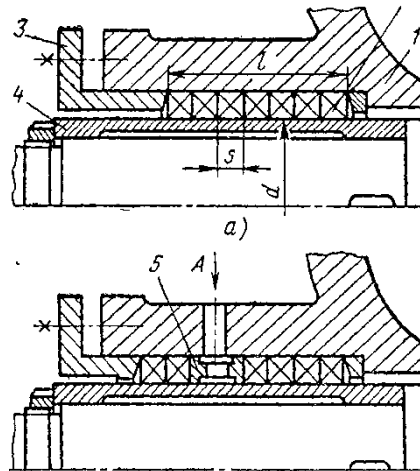


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

Сальникові ущільнення отримали широке застосування в насосах завдяки своїй простій конструкції. Як набивку зазвичай використовують паронітові шнури, скручені в кільця. Сальникові ущільнення призначені для робочих тисків, які не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи таких ущільнень необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться, а також відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затягування набивного ущільнення повинно бути таким, щоб через нього протікала рідина в кількості 10–15 л/год. Не можна затягувати ущільнення до повного припинення витоків, оскільки це може призвести до вигорання змазки і пошкодження контактуючих поверхонь ущільнення.

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 $r = \frac{d_{\text{вг}}}{2} + 0,7$ - 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:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,7^2 \cdot 0,6 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{24}{0,63}} - 1 \right) = 132\text{ Вт}$$

7.3 Розрахунок вала

Основними завданнями розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформацій згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки процес розрахунку та конструювання є взаємопов'язаним, визначення необхідних розмірів вала здійснюється в три етапи. На першому, попередньому етапі, визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі, наближеному, уточнюються основні розміри вала. На третьому етапі, перевірному, визначають коефіцієнти запасу міцності, порівнюють їх з допустимими значеннями і, якщо необхідно, вносяться корективи для приведення фактичних запасів міцності до допустимих норм.

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:

$$R_2 = \frac{432 \cdot (210 + 150)}{150} = 1036,8 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

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

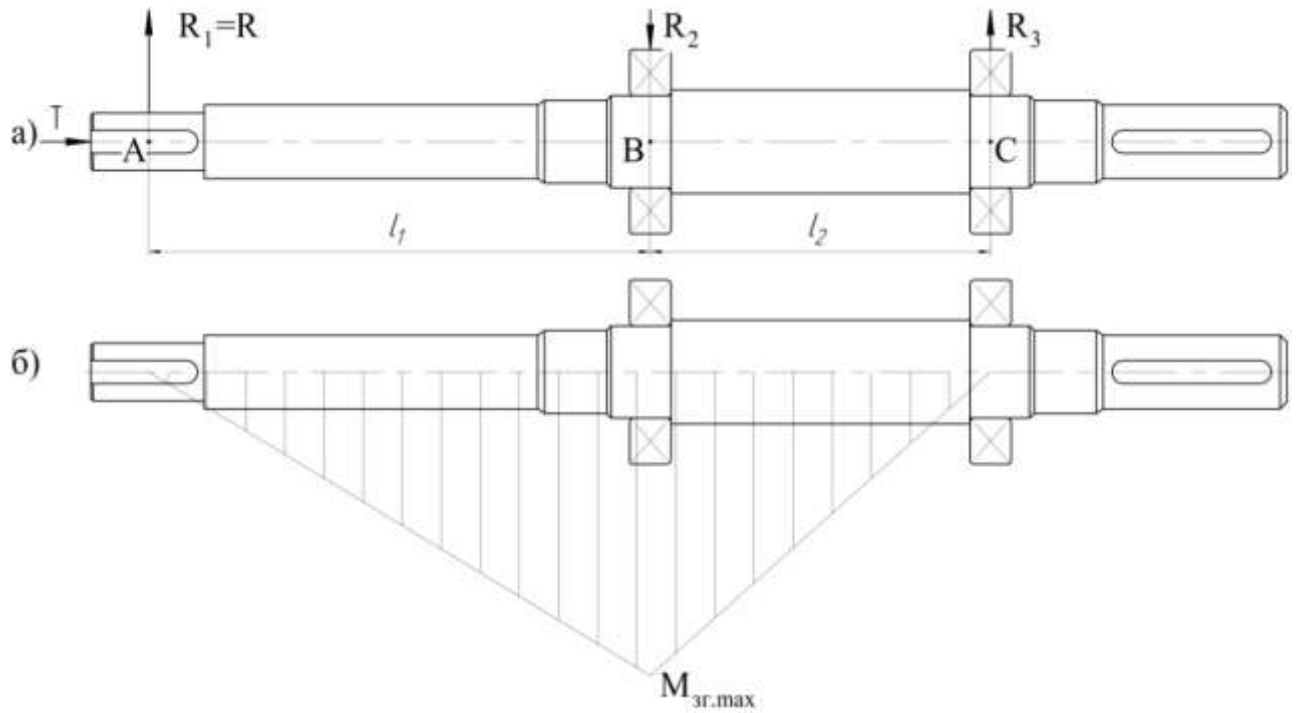


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

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:

$$R_3 = \frac{432 \cdot 210}{150} = 604,8 \text{ Н}$$

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:

$$M_{зг.мах} = 432 \cdot 0,21 = 90,72 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{90,72^2 + 0,75 \cdot 58,92^2} = 104 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

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

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{\pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{104}{0,1 \cdot 40}} = 29,6 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{\pi} = 40 \text{ мм}$. При конструюванні був обраний діаметр

підшипника 50 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 40 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_σ , S_τ - 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 σ_{-1} , τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a , τ_a та σ_m , τ_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:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{90,72}{0,1 \cdot 0,03^3} = 30,3 \text{ МПа} \\ \sigma_m &= \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \end{aligned} \quad (7.23)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 97}{3,14 \cdot 0,03^2} = 0,1 \text{ МПа}$$
$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (7.24)$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{58,92}{0,2 \cdot 0,03^3} = 5,5 \text{ МПа}$$

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

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

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 30,3 + 0,275 \cdot 0,1} = 4,58$$
$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 5,5 + 0,1 \cdot 5,5} = 21,7$$
$$S = \frac{4,58 \cdot 21,7}{\sqrt{4,58^2 + 21,7^2}} = 4,5 > 2,5$$

Отже, умова перевірконого 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 вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 40 мм за [3, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 10$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 45$ 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:

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

$$l_p = 45 - 10 = 35 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 58,92}{40 \cdot 35 \cdot (8 - 4)} \cdot 10^3 = 21 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

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

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа.}$$

Розраховане напруження на зминання не перевищує допустимі напруження на зминання $\sigma_{зм} = 21 < [\sigma]_{зм} = 192,08$, тому умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

де d, l, b – підставляємо в мм;

M_{\max} – підставляємо у Н · м

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 58,92}{40 \cdot 45 \cdot 10} \cdot 10^3 = 6,5 \text{ МПа.}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

де:

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

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 6,5 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа.}$$

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 45 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 12$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 45$ 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 $t_1 = 5$ 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:

$$l_p = 45 - 12 = 33 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 58,92}{0,045 \cdot 0,033 \cdot (0,008 - 0,005)} = 26,4 \text{ МПа}$$

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:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 26,4 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 58,92}{0,045 \cdot 0,045 \cdot 0,01} = 5,82 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

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

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 5,82 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

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).

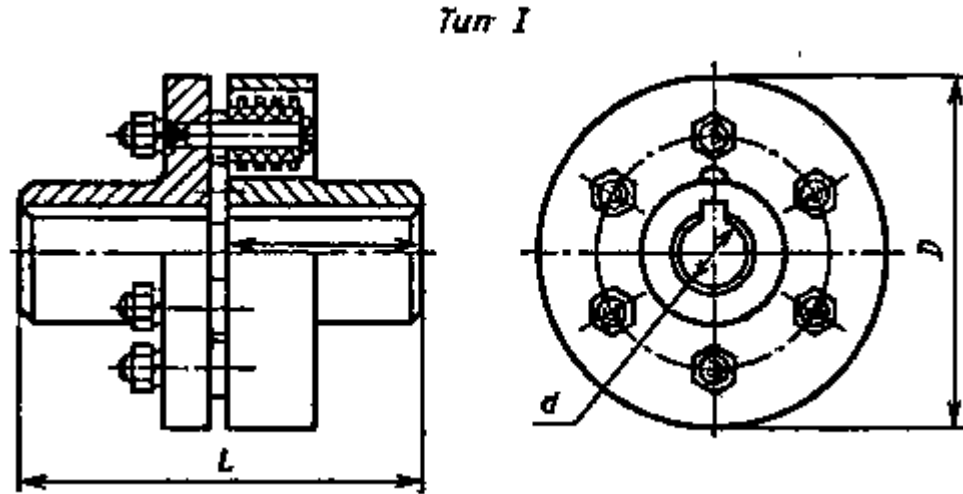


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (40 мм), максимального крутного моменту 90,72 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях), для з'єднання валу обираємо муфту типу 250-35-1 У3 за ГОСТ 21421-93. Ця муфта відповідає зазначеним параметрам та умовам експлуатації, забезпечуючи надійне з'єднання валів з необхідними механічними характеристиками.

Для неї:

$$D = 145 \text{ мм};$$

$$d = 50 \text{ мм};$$

$$L \leq 225 \text{ мм}.$$

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 $D = 140$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 90,72}{0,145 \cdot 6} = 209 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

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

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

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

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

Звідси:

$$p = \frac{209}{0,012 \cdot 0,02} = 0,78 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

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

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

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

$$\sigma = \frac{32 \cdot 209 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 18,5 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

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

7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром d_{Π} 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 –36210, ГОСТ 831-75

$$C = 43,2 \text{ кН}$$

$$C_0 = 27 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори. Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_{\square} = 20000$ 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 швидкохідності 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 осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

$$P = (0,45 \cdot 1036,8 + 1,81 \cdot 97) \cdot 1 \cdot 1 = 642 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{43200}{1272}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 1\,692\,680 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 1\,692\,680 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

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

Позначення –210 , ГОСТ 831-75

$$C = 35,1 \text{ кН}$$

$$C_0 = 19,8 \text{ кН}$$

Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_{10} = 20000$ 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 швидкохідності для спокійного навантаження;

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

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = (0,56 \cdot 523,6 + 2,3 \cdot 97) \cdot 1 \cdot 1 = 516 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{35100}{1316}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 1\,748\,637 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 1\,748\,637 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Це означає, що оцінка довговічності підшипника була виконана правильно. Вибраний підшипник відповідає всім необхідним критеріям і вимогам, що забезпечують його здатність витримувати тривалу експлуатацію без збоїв. Оцінка довговічності зазвичай базується на факторі надійності, розрахунку навантаження, швидкості обертання та умовах роботи, що підтверджує коректність вибору підшипника для конкретних умов.

8 Розділ охорони праці

Причини виробничого травматизму, методи його аналізу, показники травматизму

8.1 Причини травматизму

Виробничий травматизм, також відомий як промисловий травматизм або нещасні випадки на роботі, виникає через негативні наслідки роботи або умов праці на підприємстві. Це широкий термін, що охоплює будь-які травми, які стаються на робочому місці, включаючи травми, що призводять до смерті, травми, інвалідності, та менш серйозні травми.

Основні причини виробничого травматизму включають наступні фактори:

Недостатня безпека на робочому місці: Недостатня організація та забезпечення безпеки на робочих місцях може призводити до травм. Відсутність необхідних заходів безпеки, недостатній контроль над ризиками та недостатнє навчання працівників щодо безпечної роботи можуть сприяти виникненню нещасних випадків.

Недостатня підготовка працівників: Брак адекватної підготовки працівників може призводити до недосвідчених дій або неправильного виконання роботи, що збільшує ризик травм.

Втома та стрес: Перевантаженість працівників, недостатній відпочинок, тривалий робочий день і поганий психологічний клімат на робочому місці можуть сприяти зменшенню уваги працівника і збільшенню його втоми, що може вплинути на безпеку.

Використання небезпечних матеріалів і обладнання: Використання неправильного або пошкодженого обладнання, а також небезпечних працівників.

Недостатня охорона праці: Відсутність або недостатнє дотримання норм і правил охорони праці, включаючи відповідні засоби індивідуального захисту, може збільшити ризик виробничого травматизму.

Відсутність контролю і нагляду: Недостатня система контролю та нагляду над безпекою на робочому місці може призводити до ігнорування працівниками правил безпеки або недостатнього виявлення потенційних небезпек.

Необережність та відхилення від процедур: Порушення правил та процедур, а також необережне ставлення до безпеки на роботі можуть мати серйозні наслідки і сприяти виникненню травм.

Загалом, причини виробничого травматизму досить складні і можуть бути пов'язані з багатьма факторами. Для запобігання травмам на робочому місці важливо ретельно організовувати та контролювати безпеку, забезпечувати належну підготовку працівників і регулярно оновлювати норми і правила охорони праці.

8.2 Методи аналізу виробничого травматизму

Аналіз цієї проблеми є важливим інструментом для вивчення та розуміння причин і закономірностей, що стоять за нещасними випадками та професійними захворюваннями. Цей аналіз допомагає виявити основні фактори, які сприяють виникненню травм і захворювань, та розробити ефективні заходи профілактики.

Методами аналізу можна вибрати: Статистичний метод, який використовує статичні данні про нещасні випадки та професійні захворювання, щоб виявити тенденції, розподіл за типами, сезонність, групи ризику та інші важливі фактори. Він дозволяє

ідентифікувати проблемні галузі, види робіт або конкретні умови праці, які потребують особливої уваги та вдосконалення.

Топографічний метод, він вивчає конкретне робоче місце, його структуру, обладнання та умови праці. Аналізуються фізичні фактори, так як розташування обладнання, освітлення, вентиляція, звукове середовище тощо, а також виявляються потенційні небезпеки та ризики.

Монографічний метод, який використовує детальні дослідження окремих нещасних випадків або професійних захворювань. Використовується інформація з медичної документації, свідчень свідків, обстежень робочого місця, тощо. Цей метод дозволяє отримати докладну інформацію про конкретний випадок і виявити конкретні причини і порушення безпеки, які призвели до травми.

Економічний метод, він оцінює економічні наслідки травматизма. Вивчаються втрати, пов'язані з відпустками, лікуванням, зниженням продуктивності та інші економічні наслідки. Аналіз економічних факторів може стимулювати підприємства вкладати в безпеку праці та здоров'я працівників.

Метод анкетування, який включає проведення анкет та опитувань серед працівників для збору інформації про їхнє ставлення до безпеки, виявлення потенційних ризиків та встановлення слабких місць у системі безпеки. Це може допомогти виявити проблеми та розробити спеціальні програми та навчальні заходи.

Та *метод експертних оцінок*, в якому використовуються експертні знання та досвід фахівців з безпеки для аналізу травматизмів. Експерти оцінюють рівень ризику, ефективність заходів безпеки, вплив змін у процесах праці тощо.

8.3 Показники виробничого травматизму

При проведенні статистичного аналізу виробничого травматизму на підприємстві або в галузі використовуються якісні та кількісні показники, що

ґрунтуються на вивченні первинних документів про травматизм. Один з основних кількісних показників - це коефіцієнт частоти травматизму.

Коефіцієнт частоти травматизму розраховується на 1000 працюючих і вказує на кількість нещасних випадків на певну кількість працюючих протягом певного періоду часу. Він обчислюється за формулою:

Коефіцієнт частоти травматизму = (Кількість травм / Кількість працюючих) * 1000

Наприклад, якщо на підприємстві сталося 10 нещасних випадків, а кількість працюючих становить 1000 осіб, то коефіцієнт частоти травматизму буде рівним:

$$(10 / 1000) * 1000 = 10$$

Отриманий коефіцієнт 10 вказує на те, що середня кількість нещасних випадків на 1000 працюючих становить 10.

Такий кількісний показник дає загальне уявлення про рівень травматизму на підприємстві або в галузі і дозволяє порівнювати його з іншими показниками та стандартами безпеки праці. Однак варто зазначити, що для повного розуміння ситуації та виявлення причин травматизму необхідно досліджувати інші фактори та використовувати інші методи аналізу, які були описані раніше.

Висновки

1. У магістрській дипломній роботі розроблено вільновихровий насос ТФР з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 17,7 кВт. Робота виконана з використанням методу модельного розрахунку проточної частини.

2. У якості модельного насоса обрано вільновихровий насос СВН з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 18,5 кВт. ККД обраного модельного насоса складає 90%.

3. У результаті виконання модельного перерахунку визначено геометричні розміри робочого колеса, конструкції вільної камери підвідного і відвідного апарату насоса СВН.

4. Розраховано значення осьової сили, що направлено у сторону всмоктувального патрубку, як результат несиметричності конструкції робочого колеса, яка складає 2204 Н.

5. Розроблено конструкцію радіальних імпеллерів, як елемента розвантаження осьового зусилля. За допомогою радіальних імпеллерів розвантажується осьова сила 547 Н. Залишкове осьове зусилля на розрахунковому режимі складає 160 Н і направлено в сторону електродвигуна.

6. Радіальна сила, що виникає у наслідок нерівномірності потоку у вільній камері та у відводі, та діє на ротор насоса, складає 432 Н.

7. У кваліфікаційній роботі проведено кавітаційні розрахунки. Визначено критичний кавітаційний запас, що складає 0,620 м.

8. Розроблена конструкція сальникового ущільнення, що дешевше і простіше за конструкцією, ніж торцеве. Для забезпечення мінімального

протікання рідини через сальникове ущільнення використано чотири кільця сальникової набивки. Подача запірної рідини виконується через гідрозатвірне кільце. Визначено механічні втрати на тертя у сальниковому ущільненні, що становлять 132 Вт.

9. У результаті проведених робіт визначено тип і номінальні параметри електродвигуна. Для забезпечення роботи з високими пусковими струмами обрано асинхронний електродвигун АИР160М2У2 з потужністю 18 кВт і ККД 90%.

10. Проведено розрахунки валу на міцність, визначено реакції в опорах кронштейна, що становлять $R_2=1036,8$ Н, $R_3=604,8$ Н.

11. Обрано конструкцію шпонкових з'єднань, а також муфти крутного моменту. У якості шпонок обрано призматичні шпонки, у якості муфти – муфта пружна втулково-пальцева.

12. Визначено конструктивне виконання підшипників і визначено ресурс їх роботи. Лівий підшипник – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії з ресурсом роботи 1,1 млн год. Правий підшипник – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії з ресурсом роботи 1 млн. 748 тис. год.

13. Виконано розділ з охорони праці, у якому проаналізовано основні небезпечні фактори, що пов'язані з роботою насосного агрегату АСВН, а також оглянута проблематика «Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату».

14. Виконано робоче креслення робочого колеса насоса, креслення корпусу, креслення насоса, креслення електронасосного агрегату.

15. У процесі виконання випускної кваліфікаційної роботи я покращив навички користування програмними продуктами: Компас 3D, що використовується для проектування креслень, а також SolidWorks, який застосовується при тривимірному моделюванні.

Список використаної літератури

1. Євтушенко Ю.В. Вільновихрові насоси для рідин, що містять включення / Ю.В. Євтушенко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17–20 квітня 2018 р. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С. 264.

2. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.

3. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати" / Кондусь В. Ю. – Суми, 2018. – 20 с.

4. Електродвигун АИР160М2, АИР160М4, АИР160М6. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: air.com.ua/katalog_electrodvigatelei_air/air-160m2-18-5-kvt-3000-ob-min

5. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / викладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.

6. Герман, В.Ф. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра: для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2018. — 32 с.

7. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.

8. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 37 с.

9. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.

10. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» : для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2019. – 27 с.

11. Панченко, В. О. Методичні вказівки до практичної роботи з теми «Зрівноважування осьової сили у відцентровому насосі» спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 27 с.

12. Панченко, В. О. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій: навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. — Суми : СумДУ, 2020. — 270 с.

13. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білик ; Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Кам'янець-Подільський національний університет імені Івана Огієнка. – К. : ЦУЛ, 2018. – 322 с.