

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 бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розробка енергоефективного вільновихрового насоса СВН 80-32 для потреб хімічної промисловості**

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 – 2023

ЗМІСТ				
131.03.BP.000.00 ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Кравцев М.М.		
Перевір.		Кондусь В.Ю.		
Реценз.				
Н. Контр.				
Затверд.				

Літ.	Арк.	Акрушів
	2	65

Розробка енергоефективного насосу СВН з параметрами: подача – $Q=80\text{м}^3/\text{год}$, напір – $H=32\text{м}$.

СумДУ, Гр. ГМ-91/1

Реферат	4
Вступ	5
1 Вибір конструктивної схеми насоса	8
2 Опис конструкції вибраного насоса	12
3 Модельний розрахунок проточної частини насоса	14
3.1 Коефіцієнт швидкохідності насоса	17
3.2 Вибір модельного насоса	18
3.3 Розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса	19
3.4 Визначення основних геометричних параметрів проточної частини	20
4 Розрахунок гідродинамічних сил	23
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	23
4.2 Визначення радіальної сили	25
4.3 Врівноваження осьової сили	25
5 Розрахунок насоса на кавітацію	28
6 Розрахунок вибору приводу насоса	29
6.1 Вибір електродвигуна	29
6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	21
7 Розрахунки на міцність	35
7.1 Розрахунок конструкції вала	35
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	38
7.2.1 Вибір типу ущільнення	38
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	39
7.3 Розрахунок вала	40
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	40
7.3.2 Наближений розрахунок вала	42
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала	43

7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	46
7.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом	46
7.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою	48
7.5 Вибір муфти крутного моменту	51
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	54
8. Розділ з охорони праці	58
Висновки	62
Список літератури	64
Додаток А	

ЗАВДАННЯ

До випускної роботи бакалавра студента

Кравцева Максима Миколайовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка енергоефективного вільновихрового насоса СВН 80-32 для потреб хімічної промисловості

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк. 4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(Development of an energy-efficient torque-flow pump SVN 80-32 for needs of chemical industry).

2. Термін здачі студентом закінченої роботи - до 17.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

Подача $Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$, напір = 32 м, густина рідини $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити):

4.1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса

4.2 Конструктивні розрахунки проточної частини насоса (визначення основних геометричних параметрів проточної частини)

4.3 Розрахунок сил, що діють на ротор (визначення осьової і радіальної сил)

4.4 Розрахунки насоса на кавітацію

4.5 Визначення роботоздатності складальних одиниць та деталей насоса (розрахунок реакцій на опорах вала; розрахунок довговічності підшипників; розрахунок шпонкових з'єднань)

4.6 Вибір кінцевих ущільнень

4.7 Розрахунки з вибору електродвигуна

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Складальне креслення насоса (А1), складальне креслення агрегату (А1), креслення робочого колеса (А1), креслення корпусу (А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальні відомості щодо роботи лопатевих насосів на забруднену воду	до 14.04.2023	

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2	Вибір конструктивної схеми насоса		Консультант - керівник роботи
3	Опис конструкції насоса		
4	Виконання розділу з охорони праці	до 20.04.2023	
5	Виконання економічного розділу		
6	Оформлення звіту з практики		
7	Конструктивні розрахунки проточної частини насоса	до 26.04.2023	
8	Складальне креслення насоса	до 03.05.2023	
9	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 10.05.2023	
10	Розрахунок кінцевого ущільнення	до 17.05.2023	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса	до 24.05.2023	
14	Креслення корпусу	до 31.05.2023	
15	Складальне креслення насосного агрегату	до 07.06.2023	
16	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 14.06.2023	
17	Захист роботи	з 19.06.2023 до 23.06.2023	

Дата видачі завдання - "01" квітня 2023 р.

Студент _____
підпис

Кравцев М.М
прізвище, ініціали

Керівник роботи _____
підпис

Кондусь В.Ю.
прізвище, ініціали

Реферат

Пояснювальна записка: 68 с., 16 рисунків, 5 таблиць, 13 літературних джерел.

									Арк.
									6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.ВР.000.00 ПЗ				

Тема випускної роботи бакалавра «Розробка вільновихрового насоса типу СВН для транспортування продукції харчових підприємств».

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.

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, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КІЛЬЦЕВИЙ ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ.

Вступ

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вільновихрові насоси [1] є спеціальним типом гідродинамічних насосів, які використовуються для перекачування рідин з великим вмістом твердих часток, абразивних матеріалів, легкоушкоджуваних речовин та гідросумішей[2]. Вони мають важливе застосування у різних галузях народного господарства, зокрема в шахтах, будівництві, хімічній промисловості та нафтовидобувній промисловості.

Основна особливість вільновихрових насосів полягає в їхньому унікальному робочому принципі. Вони створюють обертовий рух рідини шляхом спеціального дизайну ротора, що призводить до створення вихря або вихрового струменя. Цей вихідний струмінь формується за рахунок відцентрової сили, що виникає під час обертання ротора. Завдяки цьому, вільновихрові насоси здатні ефективно переміщувати рідину разом з твердими частками чи абразивними матеріалами.

Насоси вільновихрового типу широко застосовуються у комунальному господарстві для перекачування фекальних рідин, ґрунтових та стічних вод, каналізаційного мулу; у сільському господарстві для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби; у харчовій промисловості для перекачування легкоушкоджуваних продуктів, соків, сиропів, суспензій та іншого, а також у целюлознопаперовій та хімічній промисловостях для транспортування деревної маси, макулатури, полімерів, віскозної сировини, газоподібних рідин та інших продуктів. Ще їх застосовують в тепловій енергетиці в системах кулькового очищення від забруднень конденсаторів парових турбін, чорної металургії для гідротранспорту шламу, золи, руд, хвостів на гірничо-збагачувальних фабриках; у нафтовій промисловості для перекачування відходів нафтохімічного виробництва; у вугільній промисловості для гідротранспорту вугілля та вугільного шламу та ін. Ці насоси також можна використовувати при подачі піску, ґрунту, гравію та інших абразивних речовин

Останнім часом дослідження та розвиток вільновихрових насосів активно проводяться як в Україні, так і за кордоном. Ці насоси продовжують

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вдосконалюватись і знаходити нові застосування в різних галузях промисловості, що сприяє покращенню технологій перекачування рідин і забезпечує ефективне використання ресурсів.

Завдяки накопиченому досвіду у розрахунково-теоретичних і експериментальних дослідженнях вільновихрових насосів, була розроблена нормативна документація для створення уніфікованого ряду насосів згідно з міжнародним стандартом ISO 2858.

Цей стандарт встановлює вимоги до конструкції, розмірів і технічних характеристик вільновихрових насосів, що забезпечують їх взаємозамінність і використання в різних галузях та країнах. Він створений на основі міжнародного співробітництва і враховує передовий досвід та вимоги галузевих стандартів.

Ця нормативна документація дозволяє спростити розробку, виробництво і експлуатацію вільновихрових насосів, забезпечує їх високу якість і надійність. Вона створює основу для стандартизації процесу виробництва і сприяє підвищенню ефективності та безпеки використання насосів у різних галузях промисловості.

Якщо брати до уваги конструктивні ознаки [3] та характер робочого процесу вільновихрових насосів, можна зробити висновок, що вони сильно відрізняються від відцентрових та мають такі особливості:

– Робоче колесо вільновихрового насосу розташоване в розточенні задньої стінки корпусу, що має вільну камеру, яка не перетинається деталями, що обертаються. Тому частина потоку тієї рідини, що надходить у цей насос, проходить через вільну камеру, не стикаючись з робочим колесом і його лопатками;

- Робочий об'єм вільновихрових насосів - однозв'язковий. Мається на увазі, що будь-який замкнутий контур, взятий безпосередньо всередині об'єму, може бути стягнутий у точку без перетину меж об'єму. Робочий об'єм відцентрових насосів багатозв'язковий, – бо якщо взяти замкнутий контур у рідкому обсязі навколо лопаті, то він не може бути стягнутий в одну точку без перетину її поверхні. У практиці використання насосів це означає, що волокна,

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.BP.000.00 ПЗ				

зважені в рідині при перекачуванні забруднених і волокнистих сумішей, можуть намотуватися на лопаті відцентрового насоса, засмічуючи його;

– наявність вільної камери забезпечує мінімальний контакт рідини з робочим колесом, що дозволяє перекачувати продукти без їхнього особливого пошкодження;

– у вільновихрових насосів немає передніх ущільнень, отже, відсутні проблеми, пов'язані з ними (знос, закупорювання, регулювання, промивання тощо);

- Простіша форма проточної частини знижує металоємність насоса, полегшує його складання, створює кращі умови для високого ступеня уніфікації;

- висока стійкість до зносу при перекачуванні сумішей з включенням абразивних твердих частинок через те, що основна частина потоку середовища проходить через насос без контакту з робочим колесом;

– конструктивне виконання вільновихрового насоса дозволяє з невеликими витратами проводити ремонт та виготовлення запасних частин на місці експлуатації;

– насос зручний в експлуатації, практично не закупорюється та надійний протягом усього терміну його служби.

1 Вибір конструктивної схеми насоса

За десятиліття розвитку СВН [4] було створено безліч конструктивних схем, що використовуються для насосів даного типу. Кожна з цих схем має свої переваги, що обумовлено двома основними факторами.

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По-перше, гідросуміші, які перекачуються за допомогою СВН, можуть бути дуже різноманітними. Їх склад, в'язкість, температура та інші характеристики можуть варіюватися значно, тому різні конструктивні схеми насосів створюються для оптимального роботи з різними типами робочих середовищ.

По-друге, в кожному конкретному випадку метою є досягнення максимальної ефективності роботи насосів. Залежно від умов експлуатації, таких як потужність, тиск, пропускна здатність і т.д., можуть бути розроблені різні конструктивні схеми, які оптимально вирішують дані завдання.

На сьогодні три конструктивні схеми СВН - Вемко, Туро та Сека - є дуже поширеними. Кожна з цих схем має свої унікальні особливості, які роблять їх ефективними для певних умов експлуатації. Обираючи серед цих схем, виробники та користувачі можуть забезпечити оптимальну продуктивність та техніко-економічні показники СВН для своїх конкретних потреб.

У 1954 році американська компанія "Western Machinery Co" виготовила перший вільновихровий насос типу Вемко (Wemco). Незважаючи на те, що ці насоси мали низький коефіцієнт корисної дії (ККД) в діапазоні 30-40%, вони не знайшли широкого застосування. Однак, в США використання цих насосів є досить різноманітним.

Велика кількість насосів типу Вемко застосовується у сферах асенізації, каналізаційних насосних станціях, очисних спорудах, сільському господарстві, харчовій промисловості та інших галузях. Незважаючи на їх недоліки, такі як низький ККД, вони продовжують використовуватись завдяки своїм іншим перевагам та можливостям.

Це свідчить про те, що хоча конструктивна схема "Wemco" має обмеження, вона все ще є ефективною в певних галузях та умовах експлуатації. Кожна з вищезазначених галузей має свої специфічні потреби, і насоси Вемко забезпечують вирішення цих завдань, незважаючи на їх недоліки у ККД.

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

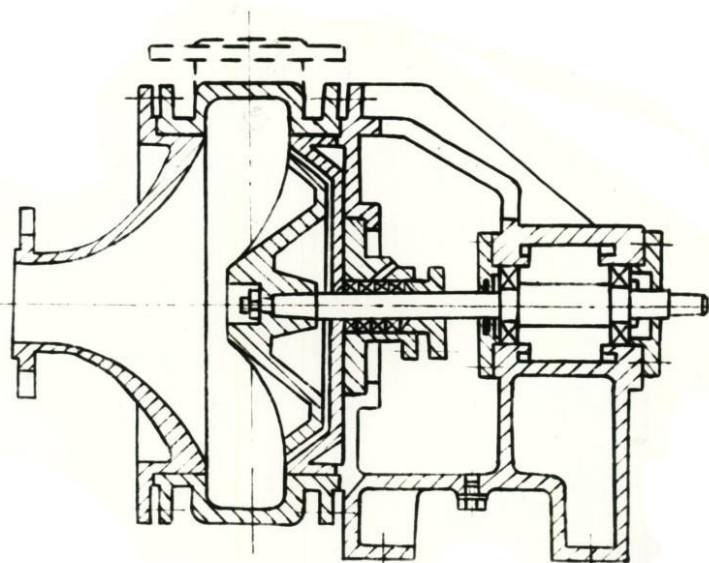


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу “Wemco”

Насос (рис.1.1) має корпус з осьовим і тангенціальним напірними патрубками, а також вільною камерою між робочим колесом, розташованим у ніші корпуса, і попередньо кришкою насоса. Робоче колесо використовує принцип роботи гідромуфти. Ці насоси мають важливу перевагу - високу надійність при перекачуванні матеріалів великої крупності. Вони здатні ефективно перевозити матеріали, які можуть містити великі частинки або тверді домішки.

Після подальших досліджень з метою покращення напору та ККД, був розроблений новий тип насоса зі схемою “Turo” компанії Egger з Швейцарії. У цій схемі робоче колесо (рис.1.2) має форму диска з прямими радіальними лопатками, які можуть бути відкриті або закриті на периферії. У такому насосі різке зміщення потоку при виході з робочого колеса у напрямку осі інтенсифікує обмін енергією рідини між колесом і вільною камерою, що призводить до збільшення напору та ККД. Коефіцієнт ККД насоса “Turo” може досягати значення до 54%. Він застосовується для перекачування забруднених рідин.

						131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			12

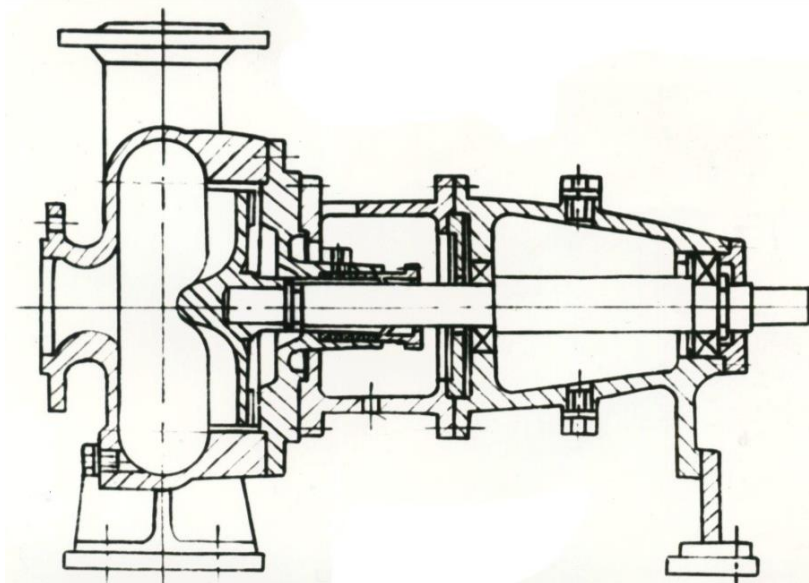


Рисунок 1.2 –Вільновихровий насос типу “Turo”

Насоси типу Сека (Seka) (рис.1.3), розроблені компанією E.Vogel з Австрії, базуються на принципі висунання робочого колеса з ніші корпусу у вільну камеру, що призводить до збільшення напору та коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса.

У цьому типі насоса робоче колесо не має обмежень на периферії і висунуто у вільну камеру. Рідина, яка виходить з робочого колеса, направляється безпосередньо у відвід. Однак застосування цих насосів обмежене через можливість забивання продуктом, що перекачується, особливо при гідротранспорту рідин, які містять волокнисті речовини.

Насоси Сека є ефективними для певних умов перекачування рідин, але їх потенційне обмеження використання пов'язане з особливостями забруднення, зокрема наявністю волокнистих матеріалів у перекачуваній рідині.

										Арк.
										13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.BP.000.00 ПЗ					

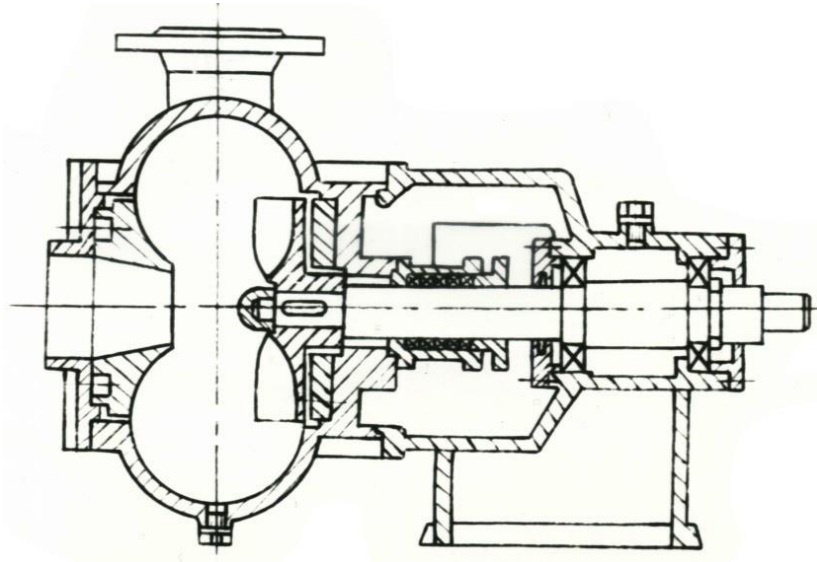


Рисунок 1.3 –Вільновихровий насос типу “Seka”

Перераховані конструктивні схеми є основними типами вільновихрових насосів, які виготовляються за кордоном. Крім цих основних схем, існують також модифіковані варіанти.

Вибір конструктивної схеми насоса залежить від умов експлуатації і властивостей рідини, яку необхідно перекачувати. Найбільш універсальною і широко застосовуваною схемою в Україні і за кордоном є конструктивна схема СВН Туро. Ця схема забезпечує мінімальне пошкодження перекачуваного продукту і практично не забивається, що робить її економічно вигідною.

2 Опис конструкції вибраного насоса

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.ВР.000.00 ПЗ				

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

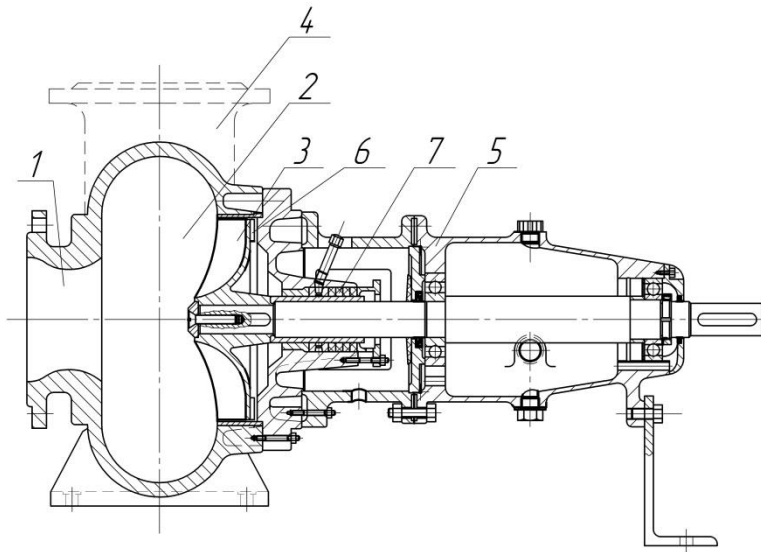


Рисунок 2.1 –Вільновихровий насос типу “Turo”

Принцип роботи вільновихрового насоса полягає в наступному. Рідина зі всмоктуючого патрубку 1 (рисунок 2.2) надходить у вільну камеру 2 і робоче колесо 3 і під дією відцентрової сили відкидає її до периферії колеса. Частина рідини виходить з робочого колеса і направляється в відвід, тоді як 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 зі всмоктуючого патрубка. Ці два потоки змішуються, і рідина у вільній камері починає закручуватися в напрямку руху колеса і потім викидається через напірний патрубок 4.

Особливістю вільновихрових насосів, наприклад, таких як насоси типу "Turo" (рис.2.1), є те, що робоче колесо контактує лише з частиною транспортованого продукту [5], а не з усім обсягом. Ця особливість робочого процесу вільновихрових насосів привертає увагу фахівців, які цікавляться максимальним збереженням транспортованих матеріалів і продуктів.

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк. 15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовуватися сальникові 7 або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може виконуватися з чавуну, сталі, бронзи, а також гумована резиною.

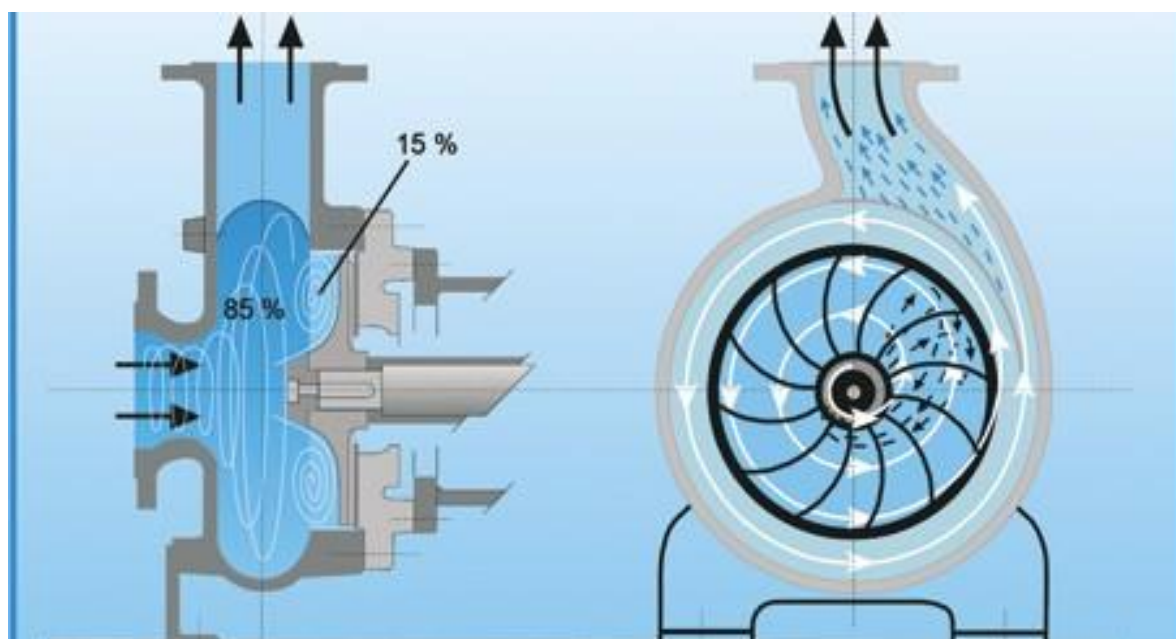


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туго»

Вільновихрові насоси широко використовуються для перекачування рідин з великим вмістом твердих і волокнистих часток, а також газоподібних бульбашок. Це особливо важливо для перекачування стоків, які містять тверді речовини. Хоча вони мають менший коефіцієнт корисної дії (ККД) порівняно з відцентровими насосами, вони пропонують вищу надійність та тривалість роботи.

Конструкція вільновихрових насосів є простішою, оскільки вони мають плоскі лопаті робочого колеса і кільцеві відводи. Це робить їх легшими у виготовленні.

Ці насоси володіють високою надійністю при перекачуванні газомісних сумішей до 50%, рідин з великими включеннями до 0,8 ширини вільної камери, та мають високу здатність до всмоктування до 8 метрів. Вони також менш схильні до кавітації.

Конструкція вільновихрових насосів є простішою, більш економічною, дозволяє роботу з сумішами рідини і газу, а також менш залежить від

										Арк.
										16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

131.03.BP.000.00 ПЗ

протитиску в системі. Крім того, вони найбільш ефективні при перекачуванні рідин з різними домішками порівняно 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)	80	м ³ /год
Напір (H)	32	м
Густина рідини (ρ)	1050	кг/м ³
Частота обертання (n)	2940	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 встановлені такі оптимальні співвідношення для геометричних розмірів насоса, які рекомендуються під час проектування проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 3.1).

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

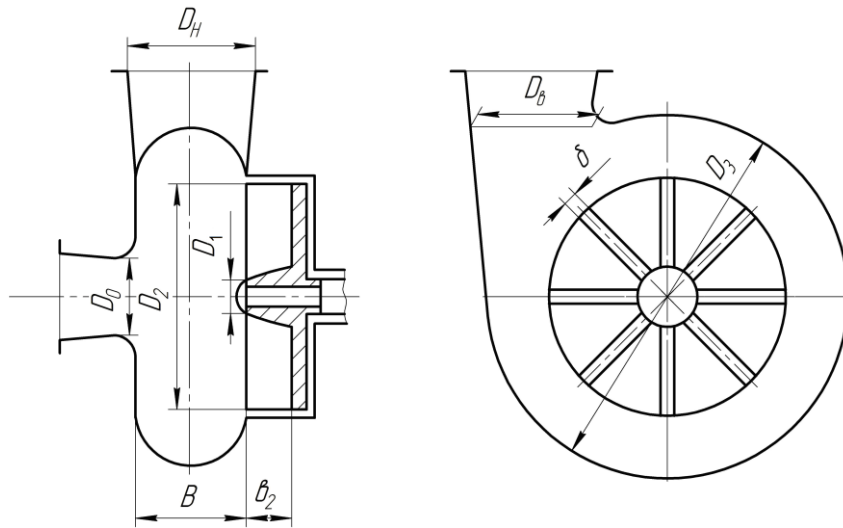


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу “Turo”
Для робочого колеса:

- 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 $\bar{R}_{яз} = 1,3 - 1,4 = 1,35$;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03.BP.000.00 ПЗ

Арк.

18

- ширина вільної камери В 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 $D_0 \geq B$.

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

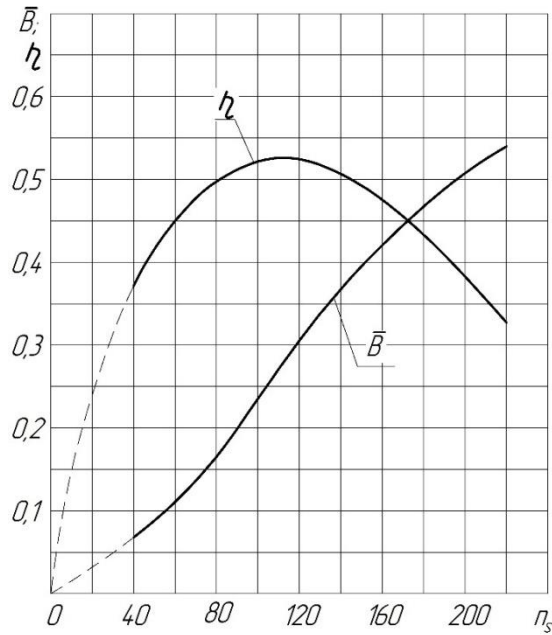


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

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

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

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{2940 \cdot \sqrt{80}}{60 \cdot 32^{3/4}} = 118,9$$

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\eta = 0,525; \bar{B} = 0,29.$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів

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

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 $\bar{B} / \bar{b}_2 = 0,21 / 0,17 = 1,24$ (рис. 3.4), $F_2 = 2,04$

n - частота обертання РК, об / хв.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03.BP.000.00 ПЗ

Арк.

21

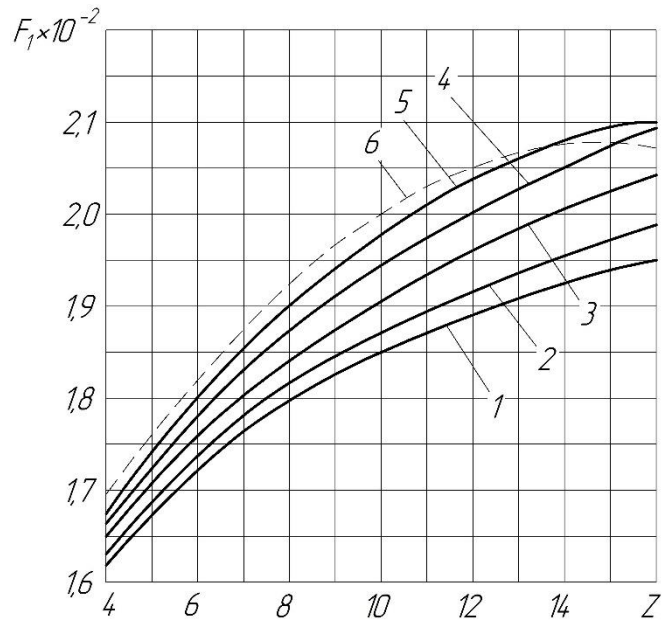


Рисунок 3.3 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при $\bar{D}_1 = 0,2$: 1 – $\bar{\delta} = 0,005$; 2 – $\bar{\delta} = 0,01$; 3 – $\bar{\delta} = 0,02$; 4 – $\bar{\delta} = 0,03$;

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

Отримуємо: $F_1 = 0,0191$

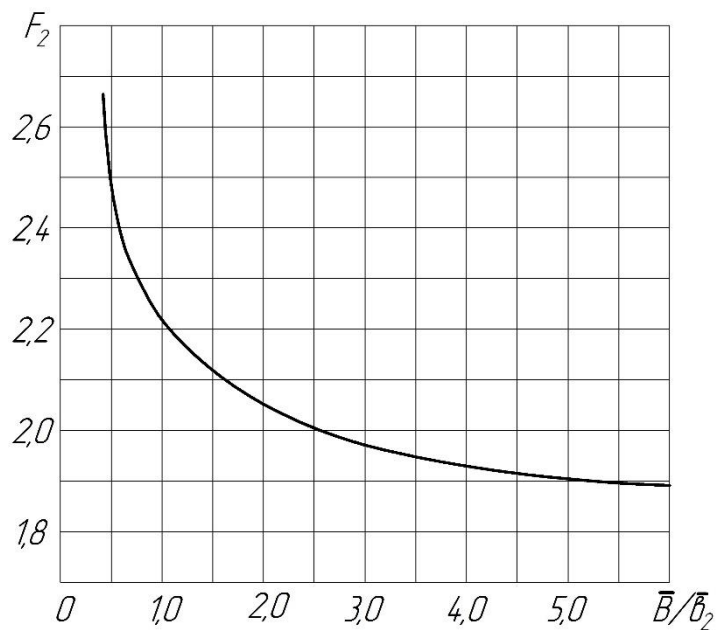


Рисунок 2.4 – Залежність функції F_2 від співвідношення \bar{V}/\bar{b}_2

Отримуємо: $F_2 = 2,04$;

$$A = \left[\frac{0,95}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,525 \cdot 0,0191 \cdot 2,04} \right]^{1/2} = 81,3$$

$$D_2 = \frac{81,3}{2940} \cdot \sqrt{32} = 0,156 \text{ м} = 156$$

Приймаємо: $D_2 = 160 \text{ мм}$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

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

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

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

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:

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

$$D_B = B = 42 \text{ мм};$$

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

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

$$D_0 \geq D_e = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (118,9/100)^{2/3} = 0,224 - 0,28.$$

Приймаємо $K_{V_0} = 0,225$.

Швидкість у вхідному патрубку

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

$$V_0 = 0,225 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 32} = 5,6 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу

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

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot 80 / 3600 \cdot 3,14 \cdot 5,6} = 0,071 \text{ м.}$$

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:

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

$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 32}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,525} = 13,9 \text{ кВт.}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу k визначають як:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03.BP.000.00 ПЗ

Арк.

24

$$N_{дв} = k \cdot N; \quad (3.8)$$

$$N_{эд} = 1,2 \cdot 13,9 = 16,9 \text{ кВт} .$$

Коефіцієнт запасу k вибирають залежно від потужності:

$$\text{до 2 кВт} \quad k = 1,5;$$

$$\text{від 2 до 5 кВт} \quad k = 1,25 - 1,5;$$

$$\text{від 5 до 50 кВт} \quad k = 1,15 - 1,25;$$

$$\text{від 50 до 100 кВт} \quad k = 1,08 - 1,15;$$

$$\text{від 100 кВт і більше} \quad k = 1,05.$$

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

$$N=18,5 \text{ кВт};$$

$$n_{синх}=3000 \text{ об/хв};$$

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

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

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

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

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал валу: сталь 45, $[\tau_{кр}] = 45 \cdot 10^6$ 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, m^2/s . Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі $t = 0^\circ C$, який становить $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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}_{BT} .

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:

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

$$\overline{R}_{BT} = \frac{0,030}{0,08} = 0,375.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

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

де $k = 0,486$

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тоді

$$A = 3,14 \cdot 1050 \cdot 9,81 \cdot 32 \times \\ \times [0,912 \cdot (0,08^2 - 0,030^2) - 0,610 \cdot (0,08^2 - 0,0310^2)] - \\ - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1050 \cdot 0,08^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,375^2)^2 = 974 \text{ Н.}$$

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 :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \\ R = 0,2 \cdot 1050 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot 0,16 \cdot (0,033 + 0,008) = 432 \text{ Н.}$$

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.

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

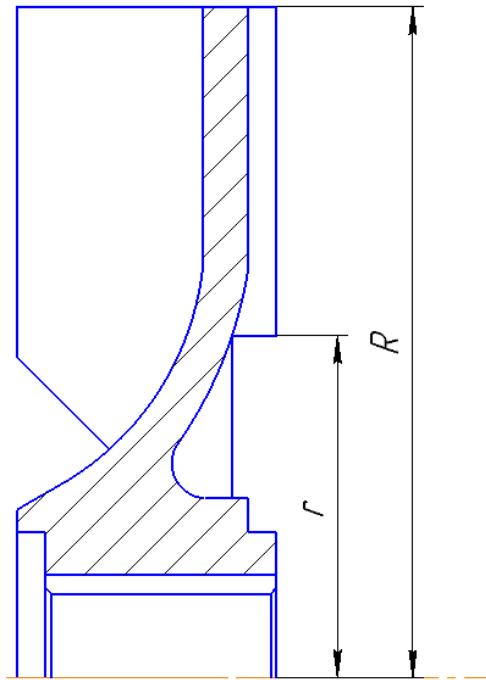


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

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

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

(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:

									131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
										29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для $R = 0,08 \text{ м}$, $r = 0,036 \text{ м}$ осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1050 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,08^2 - 0,036^2) \frac{18,85^2 - 8,8^2}{2 \cdot 9,81} = 877 \text{ Н}$$

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

$$T = A - T_u = 974 - 877 = 97 \text{ Н};$$

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

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1050 \cdot 314^3 \cdot 0,08^5 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,036}{0,08} \right)^5 \right] = 30,5 \text{ Вт}$$

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 :

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

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 Розрахунки з вибору приводу

6.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{h}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$
$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 0,0222 \cdot 32}{0,48} = 15245 \text{ Вт}$$

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

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.ВР.000.00 ПЗ				

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							
		130	h31	11	110	131	d1	d10	b10	h10	h
АИР160МУ2	2	660	420	110	210	108	42	15	320	18	160

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03.ВР.000.00 ПЗ

Арк.

33

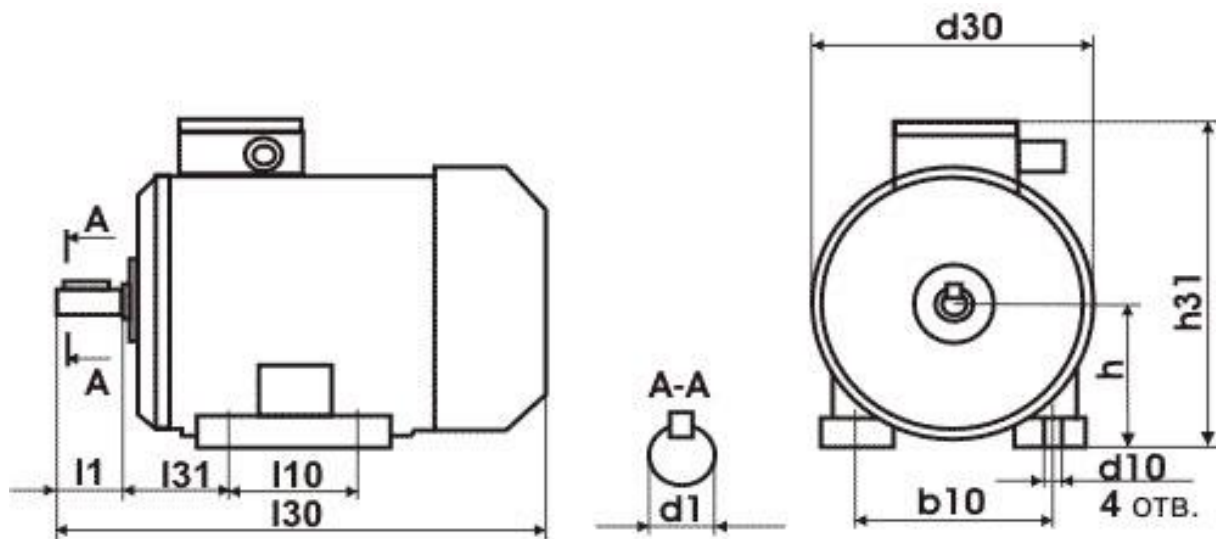


Рисунок 6.2– Габаритне креслення електродвигуна серії АІР
виконання 1081

6.2 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:

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

									Арк.
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.ВР.000.00 ПЗ				

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;

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

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

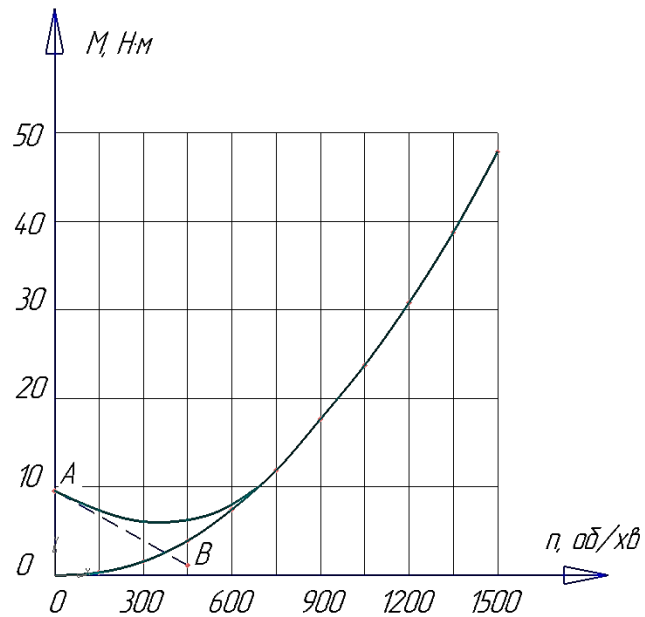


Рисунок 6.3 – Пусковамоментна характеристика

7 Розрахунки на міцність

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

7.1 Розрахунок конструкції валу

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

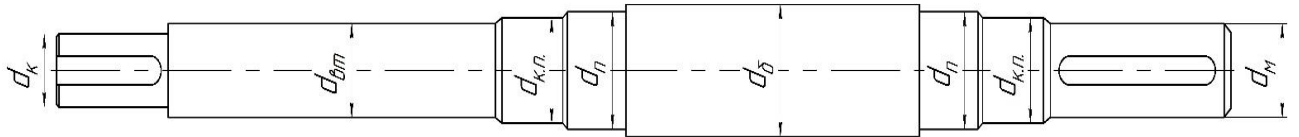


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

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.

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

										Арк.
										38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Підставивши числові значення у формулу :

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

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

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв}, \quad (7.3)$$
$$d_m = 1,2 \cdot 0,03 = 0,034 \text{ м.}$$

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

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

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

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

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

$$d_{к.п.} = d_m + (0,005 \div 0,01), \quad (7.4)$$
$$d_{к.п.} = 0,035 + 0,01 = 0,045 \text{ м.}$$

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

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

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

									Арк.
									39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03.ВР.000.00 ПЗ				

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

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

Приймаємо діаметр підшипник $d_{\pi} = 50$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{\delta} = d_{\pi} + 3 \cdot r, \quad (7.6)$$

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_{π} , 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.

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

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.

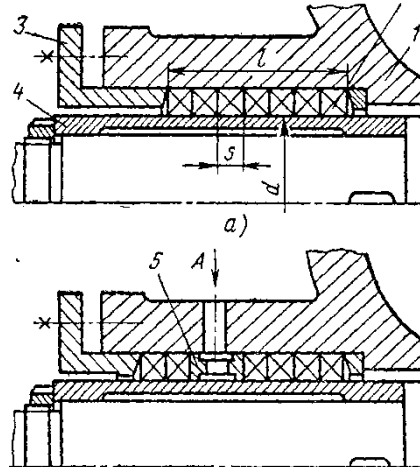


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

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.

										Арк.
										41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					131.03.ВР.000.00 ПЗ	

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;

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 24 \text{ см};$$

$$S = 0,63 \text{ см};$$

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

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 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 невірноважена 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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

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

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

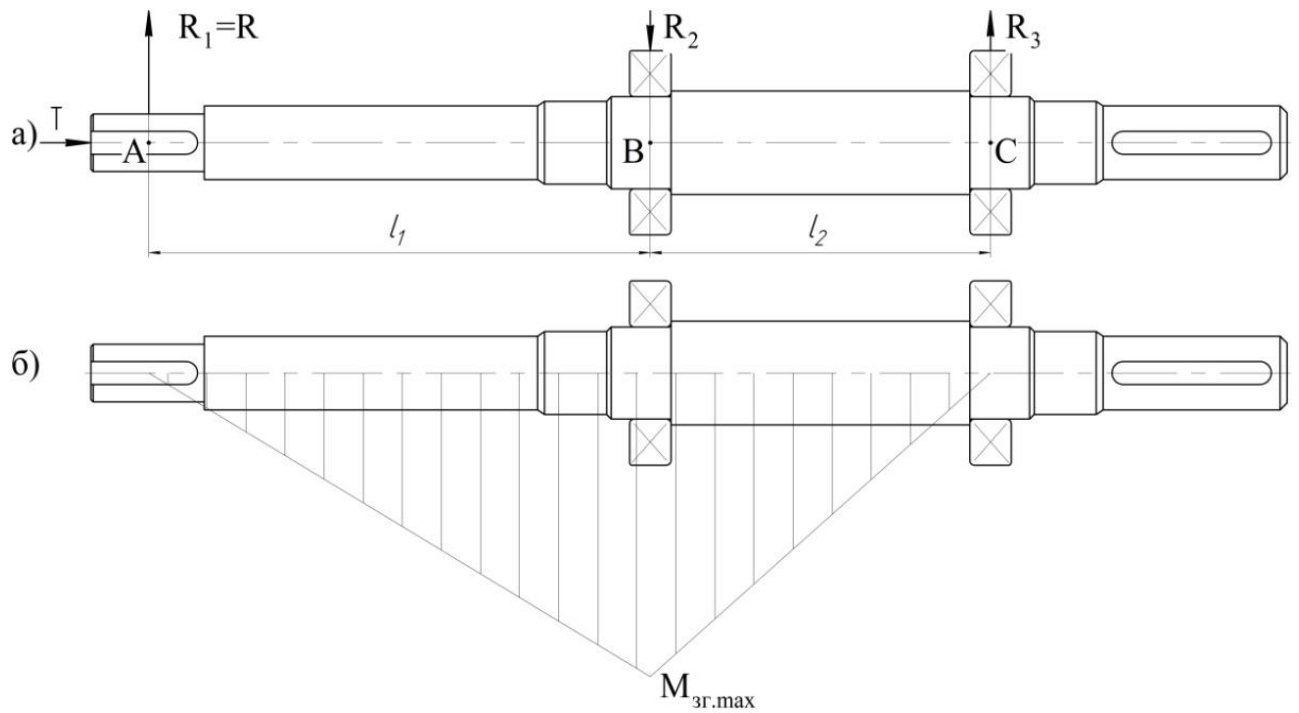


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епіюра 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:

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк. 45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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:

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

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

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

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{п} = 40 \text{ мм}$. 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.

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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;

ε_σ , ε_τ - 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):

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 97}{3,14 \cdot 0,03^2} = 0,1 \text{ МПа}$$

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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:

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\sigma_{0,2} = 343$ 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 $\sigma_{зм} = 79,4 < [\sigma]_{зм} = 192,08$, 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:

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$l_p = 45 - 12 = 33 \text{ мм}$$

									Арк.
									52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Напруження на змінання 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 змінання:

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

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

Таким чином, допустиме напруження на змінання в шпонці рівне:

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

При розрахунку на змінання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

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

Таким чином, умова розрахунку на змінання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

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

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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).

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тип I

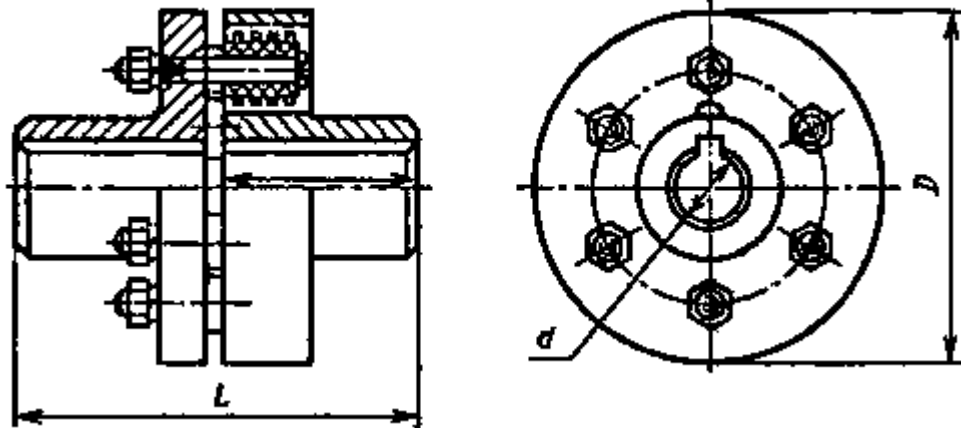


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

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) обираємо муфту: 250-35-1 У3 ГОСТ 21421-93.

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

						131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			55

Таким чином:

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

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:

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

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

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

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

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

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром d_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 –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 $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

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

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 $t \approx 250^\circ C$;

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

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

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 меншнавантаженої опори обираю– шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії.

Позначення –210 , ГОСТ 831-75

$$C = 35,1 \text{ кН}$$

$$C_0 = 19,8 \text{ кН}$$

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 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 $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

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

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

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

Це означає, що спосіб оцінки довговічності підшипників був виконаний правильно. Отже, підшипник, який був вибраний, відповідає всім необхідним критеріям та вимогам, щоб витримувати тривалу експлуатацію без збоїв.

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,

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загалом, причини виробничого травматизму досить складні і можуть бути пов'язані з багатьма факторами. Для запобігання травмам на робочому місці важливо ретельно організувати 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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

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 бакалаврській дипломній роботі розроблено вільновихровий насос СВН типу «Туго» з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 18,2 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.

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розраховано значення осьової сили, що направлено у сторону всмоктувального патрубка, як результат несиметричності конструкції робочого колеса, яка складає 974 Н.

5. Розроблено конструкцію радіальних імпеллерів, як елемента розвантаження осьового зусилля. За допомогою радіальних імпеллерів розвантажується осьова сила 877 Н. Залишкове осьове зусилля на розрахунковому режимі складає 97 Н і направлене 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.

					131.03.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

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 :

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03.BP.000.00 ПЗ

Арк.

66

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:
aip.com.ua/katalog_electrodvigateli_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 відповідних 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.

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					131.03.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		