

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА  
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

**“Розроблення енергоефективного вільновихрового насоса з підвищеним напором ТФР 40-34 для транспортування стічних мас у каналізаційних системах”**  
зі спеціальності 8.131 “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”

Виконавець роботи

\_\_\_\_\_ *підпис, дата*

Твердохліб А. С.  
*прізвище, ім'я, по батькові*

**Кваліфікаційна робота захищена на засіданні**

ДЕК з оцінкою \_\_\_\_\_

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 \_\_\_\_ р.

Підпис голови комісії

\_\_\_\_\_

**Науковий керівник**

канд. техн. наук  
*науковий ступінь, вчене звання*

Кондусь В.Ю.  
*прізвище, ім'я, по батькові*

\_\_\_\_\_ *підпис, дата*

Суми 2024

ЗАВДАННЯ  
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Твердохліб Артем Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

---

1. Тема: **Розроблення енергоефективного вільновихрового насоса з підвищеним напором TFP 40-34 для транспортування стічних мас у каналізаційних системах**  
**(Development of energy-efficient torque-flow pump with increased head TFP 40-34 for transporting fluids in sewage systems)**

затверджена наказом по університету від "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 2024 р. №\_\_\_

2. Термін здачі 21 грудня 2024 р.

Вихідні данні : подача – 40 м<sup>3</sup>/год; напір – 34 м;  
синхронна частота обертання  $n = 3000$  об/хв;  
густина рідини 1150 кг/м<sup>3</sup>

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй 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, кришка.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна відомості щодо роботи насосних агрегатів у системах водозабезпечення	до 06.11.2023	консультант – керівник роботи
2	Вибір конструктивної схеми насосного агрегату		
3	Опис конструкції обраного насосного агрегату		
4	Виконання розділу з охорони праці	до 13.11.2023	
5	Виконання економічного розділу		
6	Оформлення звіту з практики		
7	Конструктивні розрахунки проточної частини насоса	до 17.11.2023	
8	Складальне креслення насоса	до 20.11.2023	
9	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 22.11.2023	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса	до 27.11.2023	
14	Креслення корпусу	до 01.12.2023	
15	Створення 3D моделі проточної частини насоса. Виконання числового розрахунку	до 11.12.2023	
17	Робоче креслення апарату направляючого	до 15.12.2023	
18	Монтажне креслення насосного агрегату	до 18.12.2023	
19	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 21.12.2023	
20	Захист роботи	з 26.12.2023 до 29.12.2023	

Дата видачі завдання - “08” квітня 2023 р.

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Твердохліб А.С.  
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

Кондусь В.Ю.  
(прізвище, ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 87 с., 27 рисунків, 8 таблиць, 22 літературних джерел.

Тема випускної роботи магістра «Розроблення енергоефективного вільновихрового насоса з підвищеним напором TFP 40-34 для транспортування стічних мас у каналізаційних системах».

Графічні матеріали – лист формату А1: монтажне креслення електронасосного агрегату; лист формату А2: робоче креслення корпусу; лист формату А2х3: складальне креслення вільновихрового насоса СВН 40/34, робочі креслення: робочого колеса, вала, корпусу сальника, кришки.

Мета роботи – Розроблення енергоефективного вільновихрового насоса з підвищеним напором TFP 40-34 для транспортування стічних мас у каналізаційних системах.

Відповідно до поставленої мети було виконано:

- опис конструкції проектного насоса
- розрахунок проточної частини;
- розрахунок гідродинамічних сили, що діють на ротор насоса;
- розрахунки на міцність;
- розрахунки сальникового ущільнення, шпонок, муфти крутного моменту;
- кавітаційні розрахунки насоса;
- підбір електродвигуна;
- розрахунки підшипників на довговічність;
- проектування проточної частини насоса з подальшим аналізом течії у програмі Ansys;
- розділ охорони праці.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

## ЗМІСТ

Реферат	6
Вступ	6
1 Вибір конструктивної схеми насоса	13
1.1 Уніфікація	13
1.2 Конструктивні схеми СВН	15
2 Опис конструкції обраного насоса	19
3 Розрахунок проточної частини насоса	23
4 Розрахунок гідродинамічних сил	32
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	32
4.2 Визначення радіальної сили	33
4.3 Врівноваження осьової сили	34
5 Розрахунок насоса на кавітацію	37
6 Розрахунки з вибору приводу насоса	38
6.1 Вибір електродвигуна	38
6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	40
7 Розрахунки на міцність	44
7.1 Розрахунок конструкції вала	44
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	47
7.2.1 Вибір типу ущільнення	47
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	48
7.3 Розрахунок вала	49
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	49
7.3.2 Наближений розрахунок вала	51
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала	52
7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань	55

					<i>131.10.ВР.000.00 ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Твердохліб				Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Кондусь				4	87	
Реценз.					СумДУ, гр. ГМ.м-31		
Н. Контр.							
Затверд.							

Розробка вільновихрового насоса з параметрами:  
подача –  $Q=40\text{м}^3/\text{год}$ ,  
напір- $H=34\text{м}$ .  
Пояснювальна записка

7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом.....	55
7.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.....	57
7.5 Вибір муфти крутного моменту.....	60
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	62
8. Чисельне дослідження та аналіз результатів.....	66
8.1 Опис кроків формування розрахункової моделі.....	66
8.2 Аналіз результатів.....	70
9. Розділ з охорони праці.....	74
9.1. Загальні аспекти охорони праці при впливі шкідливих речовин повітря робочої зони на працівників.....	74
9.2. Характеристика шкідливих речовин та їх дія на організм.....	76
9.3. Контроль за обсягом шкідливих речовин .....	78
9.4. Методи боротьби із забрудненням повітря.....	79
9.5. Нормативно-правова база.....	81
Висновки.....	82
Список літератури.....	85
Додаток А	

## Вступ

Нинішня енергетична криза та військові дії в Україні суттєво вплинули на всі галузі економіки та інфраструктури. У середовищах з обмеженим доступом до енергетичних ресурсів особливо важливо забезпечити ефективність використання енергії в критичних сферах, зокрема у водопостачанні, теплопостачанні та сільськогосподарському секторі [4]. Створення та використання енергоефективних насосів має ключове значення для вирішення енергетичних проблем України під час війни та після неї. Вони сприяють оптимізації ресурсів, знижують витрати та забезпечують безперебійну роботу основних інфраструктурних об'єктів [1,3].

Енергоефективні насоси мають численні переваги, які особливо важливі в умовах енергетичної кризи [10]:

- Зменшення споживання енергії: використання потужних насосів дозволяє зменшити споживання енергії на 20-50%.
- Міцність: інноваційні матеріали та методи виробництва гарантують тривалий термін служби.

Фінансування цієї галузі має бути пріоритетним для держави та бізнесу [8].

Насоси все ще відіграють значну роль у багатьох інженерних системах, які використовуються для перекачування рідин у різних галузях, включаючи сільське господарство, комунальний сектор та інші галузі. Їх основною функцією є забезпечення постійної передачі рідин, яка може включати як чисту воду, так і рідини з високим ступенем забруднення або зараження.

Відцентрові насоси зазвичай використовуються для перекачування рідин, які є чистими, але вони також необхідні для перекачування рідин, які містять твердий або кристалічний компонент, пісок, волокна або інші домішки, а також рідин, які зважені в суміші газу та рідини. Це лише деякі з багатьох застосувань цього типу насоса [18].

					131.10.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Незважаючи на те, що для перекачування цих типів рідин випробували різні конструкції відцентрових насосів, оптимальне рішення ще не знайдено, і хоча вони мають високий ступінь продуктивності та ефективності в чистих рідинах, їх використання в складних умовах пов'язаних з каналізаційними системами супроводжується рядом проблем:

- Чутливість до механічних забруднювачів: відцентрові пристрої вразливі до блокування, спричиненого твердими частинками, волокнистими матеріалами або жиром у стічній воді. Це призводить до зниження продуктивності та частих зупинок для очищення.
- Низька продуктивність у випадку зміщених потоків: у випадках, коли об'єм і склад стічної води значні коливання, відцентрові насоси часто мають низьку продуктивність. Це особливо очевидно в ситуаціях, коли тверді домішки створюють осад, що спричиняє більше навантаження на систему.
- Постійні витрати на технічне обслуговування: постійна потреба в чищенні та ремонті збільшує вартість експлуатації. Часте обслуговування може призвести до виходу з ладу всієї каналізаційної системи, що призводить до додаткових проблем.
- Обмеження щодо транспортування певних рідин: у випадках, коли стічні води містять агресивні хімічні речовини, компоненти насоса, швидше за все, зношуються, що зменшує термін їх служби. Це особливо важливо на промислових підприємствах, де концентрація хімічного забруднення зазвичай висока.

Крім того, таке ж явище спостерігається в целюлозно-паперовій промисловості при роботі зі шламом; ефективність знижується, коли концентрація суспензії зростає до 7%, а проточна частина насосів може зношуватися через абразивність суміші. Газові та рідкі суміші, які є газорідними, можуть призвести до збоїв у ланцюзі постачання, а транспортування стічних вод, яке спеціально розроблено, може призвести до закупорки насоса.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## Використання вільновихрових насосів

Вільно-вихрові насоси були розроблені як рішення цих проблем і вважалися окремою групою типів насосів у динамічному контексті [17]. Загалом, СВН — це новий і ефективний тип насоса, популярність якого зростає в різних галузях промисловості, оскільки він простий у створенні, послідовний і здатний працювати з різними речовинами.

Одним із головних недоліків СВН є його низька ефективність, яка може бути від 35% до 58% залежно від конструкції та розміру насоса. Іншим недоліком є обмежений тиск, який він може створити, який зазвичай становить не більше 100 метрів.

Особливості насосів СВН:

- Стійкість до закупорювання: Оскільки насос не контактує з твердими частинками, ймовірність закупорювання значно зменшується. Це робить їх ідеальними для роботи з речовинами, які містять велику кількість твердих компонентів. Особливо це стосується транспортування волокнистих матеріалів, які мають тенденцію створювати проблеми з відцентровими джерелами живлення.
- Підвищена довговічність: конструкція вільновихрових насосів сприяє зношуванню компонентів, які використовуються, що збільшує очікувану тривалість їх служби. Крім того, спеціальні компоненти, використані в конструкції, забезпечують стійкість до корозії та хімічного впливу.
- Зменшення витрат на управління: Менш часте очищення та довший термін служби зменшують вартість експлуатації. Крім того, конструкція насоса полегшує очищення або обслуговування без необхідності демонтажу всієї системи.
- Здатність працювати в агресивних середовищах: матеріали, використані при створенні вільновихрових насосів, полегшують їх використання для

									Арк.
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

транспортування хімічно агресивних стічних вод. Це розширює їхні професійні можливості.

- Здатність самовсмоктування: у деяких моделях доступна функція, яка автоматично починає процес перекачування без попереднього заповнення системи рідиною.

Вільновихрові насоси мають ряд переваг, завдяки яким вони популярні. Основним принципом їх досліджень є створення вільного вихору в робочому просторі камери, що дозволяє мінімізувати взаємодію між механічними частинками та деталями насоса, який використовуються для їх перекачування.

Крім того, до переваг вільновихрового насоса відносяться:

- Обсяг роботи, пов'язаний із СВН, є одним із напрямків. У результаті будь-яка замкнута форма, взята всередині об'єму, може бути простежена до точки без перетину меж об'єму. Обсяг роботи, пов'язаний з відцентровими насосами, багатогранний – якщо ви розглядаєте замкнутий контур навколо лопаті, ви вже не зможете отримати малюнок, який перетинає одну точку, не проходячи через робочий об'єм. На практиці використання насоса це призводить до того, що волокна, які поєдналися з рідиною, виносяться потоком, що перешкоджає ефективній роботі насоса.
- Наявність вільного простору зменшує кількість рідини, що контактує з РК-дисплеєм, що запобігає перекачування продуктів без значного пошкодження РК-дисплея.
- Проста форма потокової частини є вигідною з точки зору металоемності, вона також сприяє збірці та має високий ступінь рівномірності.
- Висока зносостійкість матеріалу досягається завдяки тому, що більшу частину шляху потоку обходить насос, натомість уникає контакту з РК; в результаті виходить суміш, стійка до стирання.
- Ефективне впровадження СВН дозволяє нам лагодити та ремонтувати деталі там, де вони найчастіше використовуються.

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

- Насос простий в експлуатації, він практично безперебійний і надійний протягом усього терміну служби.

Завдяки такій конструкції цей тип насосів стає все більш популярним у сучасних каналізаційних системах, їхні унікальні характеристики, які включають здатність працювати з рідинами, які мають значне механічне забруднення.

### **Транспортування стічних мас у каналізаційних системах**

Транспортування стічних мас є однією з найважливіших функцій сучасних технічних систем. Стічні маси містять різноманітні домішки, зокрема тверді частинки, волокна, жири, хімічні речовини та навіть токсини. Традиційні насосні системи не завжди ефективні в цих умовах, це вимагає впровадження нових методів [12].

### **Актуальність використання вільновихрових насосів у сфері водовідведення та водопостачання**

Сучасні тенденції водопостачання та водовідведення спрямовані на підвищення надійності, зниження витрат та мінімізацію екологічних ризиків. Вільновихрові насоси мають унікальні технічні характеристики, що дозволяє їм відповідати цим вимогам.

- Дотримання сучасних екологічних норм: Зменшення частоти аварій і витоків призводить до зменшення негативного впливу на навколишнє середовище. Крім того, їх використання зменшує викиди забруднюючих речовин під час транспортування сильних рідин.
- Перспектива розумних систем: насоси СВН легко поєднуються з сучасними автоматизованими системами моніторингу та управління, це поєднання є перспективним для інноваційних інженерних рішень. Наприклад, вони можуть співпрацювати з датчиками, які вимірюють забруднення, що дозволяє їм негайно реагувати на зміни в складі рідини.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						10
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- Розширені можливості в адаптивних системах: завдяки універсальному дизайну їх можна використовувати в складних мережах водовідведення та водопостачання, що забезпечить гнучкість системи при зміні умов.

Вільновихрові насоси особливо ефективні в:

- Муніципальні каналізаційні системи: для транспортування побутових і промислових стічних вод. Через свою надійність вони зазвичай використовуються на великих очисних спорудах.
- Промислові процедури: ці процедури поширені в харчовій промисловості, хімічній промисловості та, як правило, необхідні для транспортування забруднених рідин. Наприклад, транспортування залишків жиру та олії в харчовій промисловості є традиційним завданням, яке виконується за допомогою вихрових насосів.
- Ситуації, що загрожують життю: наприклад, під час ліквідації повеней або розливів. У цьому контексті їх здатність взаємодіяти з великою кількістю бруду є важливою.
- Сільське господарство: для роботи з рідинами, що містять органічні добавки або біопил.

Наукові дослідження підтверджують ефективність насосів вільного ходу в каналізаційних системах. Наприклад, у дослідженні [12] було виявлено, що вільновихрові насоси мають у 2-3 рази більшу схильність блокувати засмічення порівняно з відцентровими насосами, які використовуються для стічних вод високої щільності. Аналіз продуктивності показав, що вихрові насоси мають постійний тиск незалежно від складу рідини. Знання, накопичені під час розрахунків, теоретичних досліджень і практичного застосування вільновихрових насосів, були задокументовані, щоб полегшити створення стандартизованої серії насосів, які відповідають міжнародно визнаному стандарту ISO 2858 [2].

						<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
							11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Підсумовуючи, можна сказати, що модернізація вільновихрових насосів є суттєвою в прогресі розвитку технології транспортування стічних мас. Їх конструктивні характеристики сприяють вирішенню основних проблем, пов'язаних з роботою традиційних машин у несприятливих умовах. Завдяки своїй стійкості до закупорювання, тривалому терміну експлуатації та ефективності вони стають важливою частиною сучасних каналізаційних систем. Подальші дослідження та впровадження цих насосів підвищать ефективність та екологічність дренажних систем.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						12
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

# 1 Вибір конструктивної схеми насоса

## 1.1 Уніфікація

Розгляд уніфікації та стандартизації має вирішальне значення на кожному етапі розробки та експлуатації насоса:

науково-дослідні, дослідно-конструкторські роботи та розроблення технічної документації;  
виготовлення та випробування;  
експлуатація.

Значну роль у визначенні належного технічного рівня відіграє наявність найсучасніших стандартів, а також стандартів, встановлених підприємствами-розробниками та виробниками, а також нормативних правил експлуатації. Ці правила та положення гарантують, що різні аспекти розподілу ресурсів, скорочення часу виробництва та витрат враховуються. В результаті вони допомагають знизити вартість експлуатації та оптимізувати собівартість.

Уніфікація є одним із основних факторів у процесі прийняття рішень щодо оптимального вибору конструкції та конструкції насоса.

Ціль уніфікації:

опіпшення ремонтпридатності;  
ниження вартості технологічного оснащення;  
корочення термінів підготовки виробництва, виготовлення та освоєння обладнання;  
ідвищення якості;  
ниження вартості проектування, виготовлення та освоєння.

За допомогою параметричного ряду можна визначити найменшу кількість стандартних розмірів насоса, необхідну для покриття заданого діапазону подачі  $Q$  і напору  $H$ .

									Арк.
									13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Уніфікація проточних частин призначена для зменшення витрат на експериментальну процедуру та кінцевої вартості насоса.

Уніфікація проточних частин може бути заснована на таких основних правилах:

- Гідравлічні втрати в робочому колесі є майже постійним у широкому діапазоні розмірів подачі, тобто немає чітко визначеного мінімального розміру.
- Втрата гідравлічного тиску на виході легко визначається і має визначений мінімум.
- Механічні (дискові) та об'ємні втрати ступеня наближені до мінімуму, і їх співвідношення зменшується зі збільшенням подачі.

Як результат, оптимальний режим залежить виключно від відводу, тому видається можливим використовувати те саме робоче колесо в ступені з різними оптимальними подачами.

Один із прикладів одноступінчастого горизонтального насоса, який має осьову подачу, можна знайти у створенні насоса, який є міжнародним стандартом відповідно до ISO 2858 [2]. Цей стандарт визначає різні показники, включаючи первинну загальну довжину та довжину з'єднання. Основним компонентом цих насосів є опорний кронштейн, який визначає максимальний діапазон допустимих основних властивостей (подача, тиск, частота обертання), маси та осьових розмірів насоса.

Високий ступінь однорідності сприяє:

- Підвищенню якості завдяки застосуванню більш прогресивних технологій;
- створення більш сприятливих умови для забезпечення запчастинами;
- впровадженню агрегатно-вузловий метод ремонту.

Питання стандартизації нерозривно пов'язані з універсалізацією. Стандарти призначені для підвищення ступеня одноманітності насосів і

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

компонентів насосів за рахунок стандартизації параметрів і розмірів, технічних і конструктивних вимог до різних типів насосів, а також обмеження діапазону стандартних розмірів як компонентів, так і деталей (кінець ущільнення, підшипники та сполучні компоненти)

## 1.2 Конструктивні схеми СВН

У процесі розробки було створено три різні конструкції цих насосів, які відрізнялися формою корпусу та розташуванням вільного простору: Wemco, пристроїв в основному походить від фундаментальних конструкцій. Порівняння характеристик різних варіантів конструкції СВН (рис. 1.1) продемонстрував, що ефективність насоса зростає при зміщенні в бік більших значень  $\eta$  при переході від конструкції насоса Wemco до конструкції насоса Seka. Найменше значення коефіцієнта напору, пов'язане з конструкцією "Wemco", найбільше - схемі "Seka"

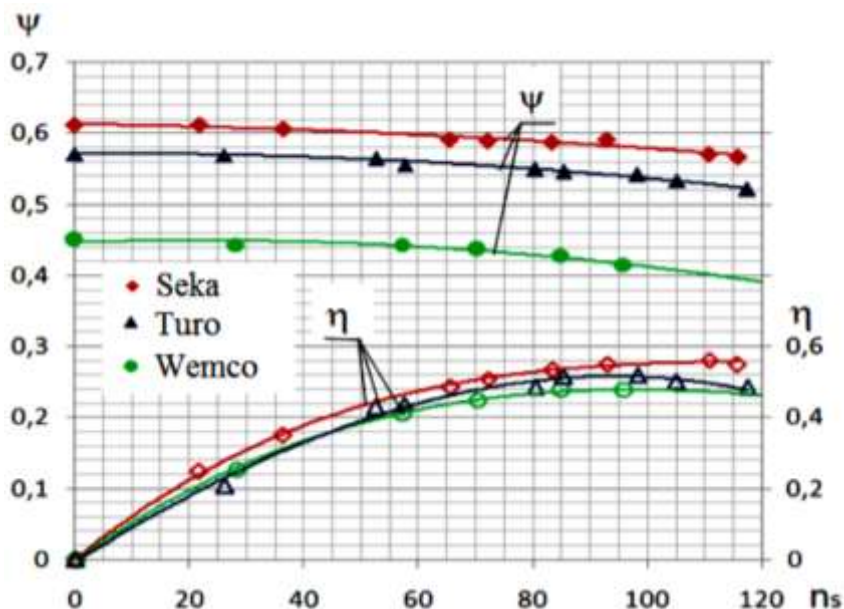


Рисунок 1.1– Порівняння характеристик різних схем СВН

Перша версія вільновихрового насоса Wemco була створена в США в 1954 році компанією Western Machinery Company.



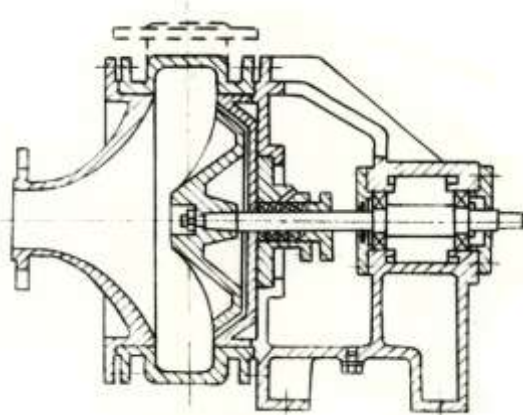


Рисунок 1.2 – Конструктивна схема “Wetco”

Насос (рис. 1.2) має конфігурацію з осьовим всмоктувальним і тангенціальним напірним патрубками, вільною камерою між РК розміщеним у розточці задньої стінки корпусу, і передньою кришкою насоса. Конструкція робочого колеса схожа на гідромуфту. Ефективність насосів «Wetco» посередня і досягає 30-40%. Однак ці насоси мають надзвичайну надійність коли йдеться про гідравлічне транспортування матеріалів значних розмірів.

Подальші дослідження різних різновидів СВН з метою збільшення напору та ККД призвели до створення нового типу насоса – конструктивної схеми Turo («Туро») фірми «EGGER» (Швейцарія) [16], що має РК (Рис. 1.3) у вигляді диска з прямими радіальними лопатками та диск, який має прямі радіальні лопаті, відкриті або закриті зовні.

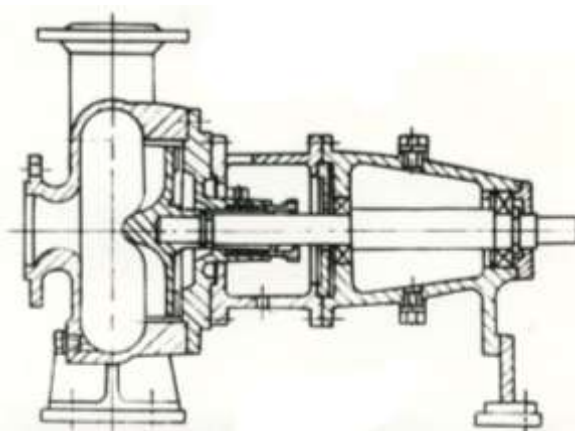


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема “Turo”

											Арк.
											16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.10.BP.000.00 ПЗ						

У цьому насосі значна зміна напрямку руху перекачуваної рідини на виході з РК в осьовому напрямку призводить до більш ефективної передачі енергії між потоком, що входить в камеру, і потоками на виході, що збільшує напір і ККД насоса "Turo" (показник ефективності для насоса досягає 54 %).

Одним з унікальних аспектів конструкції Сека («Seka») є концепція переміщення РК з місця проточки корпусу у вільну камеру, що призводить до збільшення внеску у роботу лопатей насоса і, як наслідок, , підвищує напір і ККД насоса.

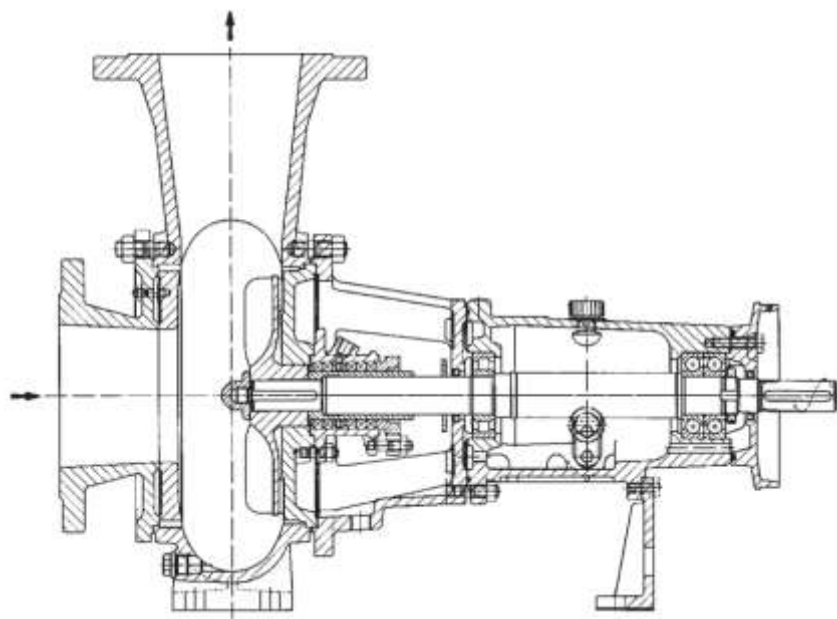


Рисунок 1.4 – Конструктивна схема «Seka»

На рисунку 1.4 зображено насос «Seka» (виробник «VOGEL», Австрія). Робоче колесо цього насоса не обмежене стінкою корпусу по периметру, а виходить у вільну камеру, тому рідина, яка виходить з РК, направляється безпосередньо у вихідний канал.

Незважаючи на переваги цих насосів, їх використання дещо обмежене через можливість закупорювання каналів РК перекачуваними матеріалами, особливо це стосується рідин, які містять волокнисті речовини. Розглянуто основні конструктивні ідеї, використані при створенні вільновихрових насосів

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

іноземними компаніями. Однак існує кілька варіантів конструктивної схеми СВН, які відрізняються формою вихідної області РК і ступенем висування лопатей у вільну камеру.

При створенні насоса вибирається конструктивна схема, виходячи з умов, властивостей і типу рідини, яка буде використовуватися. Найбільш універсальною та широко використовуваною схемою СВН є "Turo", яка має мінімальний вплив на рідину та запобігає блокуванню на шляху потоку, але при цьому залишається економічно ефективною.

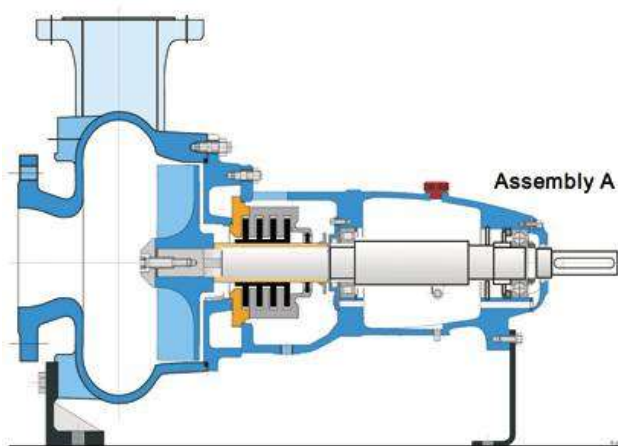


Рисунок 1.5 – СВН типу Turo в розрізі

Загальна конструкція насоса зображена на рисунку 1.5 [18]. Унікальною конструктивною особливістю представленої схеми є те, що РК повністю поміщене в проточку задньої стінки корпусу. Це дозволяє залишати вільним увесь внутрішній простір перед РК. Інші лопаті, крім радіально орієнтованих, можуть бути нахилені в напрямку, протилежному обертанню РК.

## 2 Опис конструкції обраного насоса

Проектування вільновихрового насоса відбуватиметься по конструктивній схемі Seka. Ця схема має збалансовані показники: ефективність, довговічність, і ремонтпридатність.

На рис. 2.1 зображені основні вузли проектуваного насоса.

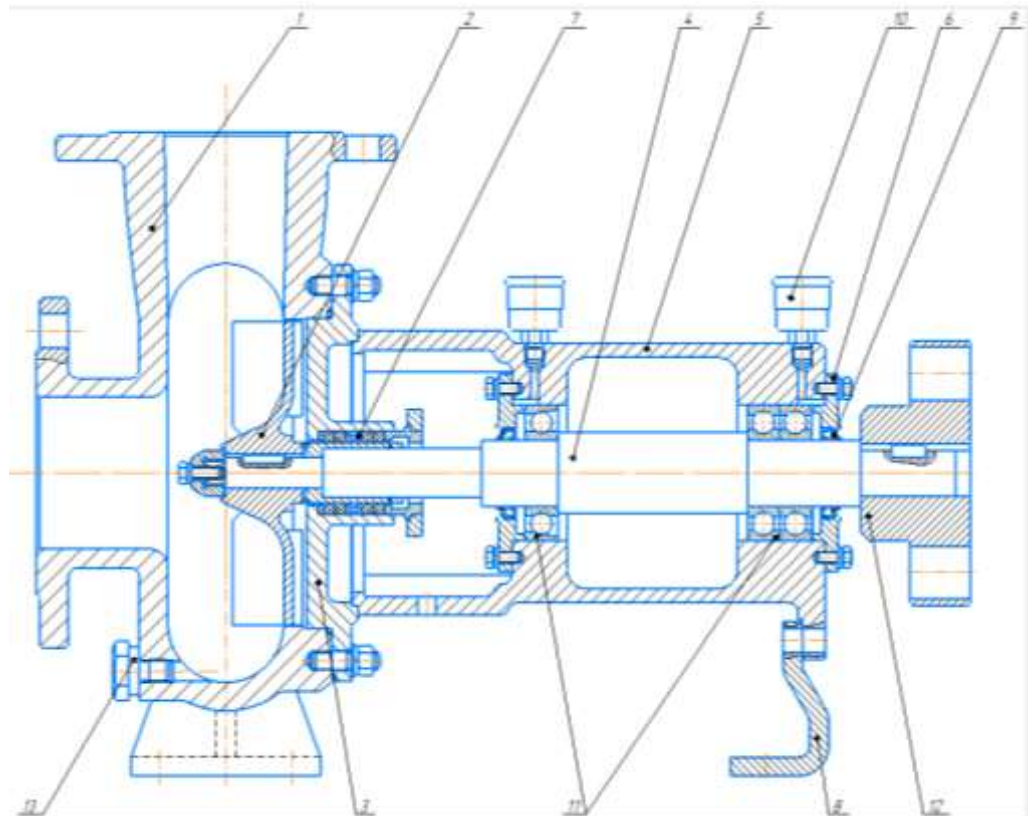


Рисунок 2.1– Схема насосу СВН 40-34

1– корпус, 2– робоче колесо, 3– корпус сальника, 4– вал, 5– виймальна частина (кронштейн), 6– кришка, 7– вузол сальникового ущільнення, 8– лапа, 9–манжета, 10– маслянка, 11– підшипники, 12– напівмуфта, 13– зливний канал з пробкою;

Дослідження структури потоку показали, що при різних режимах у СВН кількість енергії рідини, яка обмінюється між РК і вільним простором, є значною, що вказує на меридіанний потік або поздовжній вихор.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.BP.000.00 ПЗ

Арк.

19

У дослідженнях Г. Сківлі була створена теоретична модель, яка зображувала вільний вихор, який перекачував однофазну рідину з в'язкопружністю. Якісний опис потоку в потоковій частині насоса дозволяє стверджувати, що існують два різних потоки:

Одновимірною теоретичною моделлю вільновихрового насоса, що перекачує однофазну рідину з в'язкопружністю, була створена в дослідженнях Г. Вайнінга. Опис течії в проточній частині вільновихрового насоса (рис. 2.2) демонструє існування двох течій: циркуляційної, який відповідає за утворення вихору в околицях робочого колеса, і вільного потіку, який призначений для відводу рідини після взаємодії з робочим колесом (штрихова лінія). Потім основний потік направляється в область робочого колеса після взаємодії з ним (суцільна лінія).

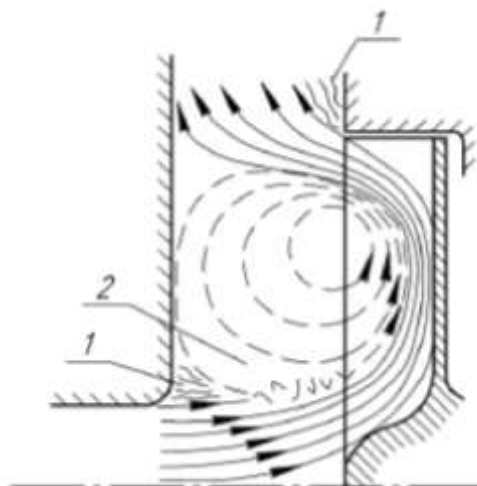


Рисунок 2.2 –Схема руху рідини в проточній частині СВН:

1 – зона відриву потоку; 2 – процес змішування циркуляційного і основного потоку;

Між зовнішнім і внутрішнім діаметрами камери насоса існує різниця тиску. Щоб насос був ефективним, повинен існувати такий стан рівноваги, коли збільшення статичного тиску внаслідок вихору у вільному просторі компенсується зниженням тиску, спричиненим робочим колесом. Тому

									Арк.
									20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

наявність циркуляції потоку має вирішальне значення для встановлення стану рівноваги в проточній частині насоса вільного вихру. Загальний об'єм рідини, що надходить у нагнітальний пристрій безпосередньо від робочого колеса, перевищує загальний об'єм рідини, що перекачується за рахунок циркуляції руху, це має велике значення для ефективності вільновихрового насоса.

У дослідженні рух рідини у вільновихровому насосі (рис. 2.3 а) розглядається як одновимірне представлення (рис. 2.3 б), змінні залежать лише від одного атрибута – розрахункового діаметра. Радіус  $r_0$  — область без вихрового руху; середній потік на вході в робоче колесо  $r_1$ ; середній потік на виході з робочого колеса дорівнює  $r_0$ .

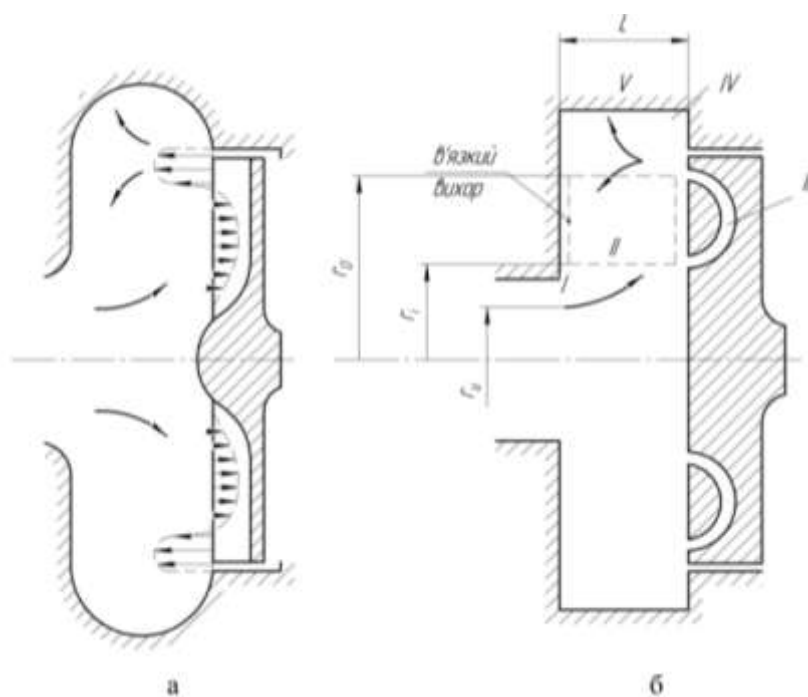


Рисунок 2.3 – Одновимірна модель потоку рідини у вільновихровому насосі: а) схема руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса; б) одновимірна модель потоку

Для пояснення руху у відкритій камері була застосована модель, яка враховує в'язкий рух. Ця модель використовує в'язкість, подібну до в'язкості турбулентного потоку. Ця модель припускає, що одновимірний потік розбивається на п'ять областей (I-V).

В області I потік води розділяється на вході в робоче колесо. Потік, створюваний в'язким вихором, характеризується такими властивостями: Тангенціальна швидкість  $V = 0$  при  $R = r_0$  і  $V = V_1$  при  $R = r_1$ .

Область II визначається спрямованим у неї повільним вихором і має такі властивості:  $V = V_0$  при  $R = r_0$  і  $V = V_1$  при  $R = r_1$ .

Область III складається з потоку на вході в канали робочого колеса та потоку між лопатями.

Область IV подібна до області I і має тангенціальну середню швидкість потоку на виході з вільної камери  $V = V_0$  при  $R = r_0$ .

Область V містить області виведення для дифузора.

Зазначимо, що значення радіуса середнього потоку на вході в робоче колесо  $r_1$  близьке до значення радіуса входу в робоче колесо  $r_1$ , а радіус середнього потоку на виході з робочого колеса  $r_0$  близьке до значення радіуса входу в робоче колесо  $r_1$ . значення зовнішнього радіуса робочого колеса  $r_2$ .

Експериментальні дослідження показали, що теоретичне значення тангенціальної швидкості  $V$  як функції радіуса  $r$  досить добре узгоджується з практичним.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 Розрахунок проточної частини насоса

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

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до проекту

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	40	м <sup>3</sup> /год
Напір (H)	34	м
Густина рідини ( $\rho$ )	1150	кг/м <sup>3</sup>
Частота обертання ( $n$ )	3000 (синхронно 2900)	об/хв

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

На підставі попередньо проведених дослідів, а також досліджень [17,18] встановлені такі оптимальні співвідношення для геометричних розмірів насоса, які рекомендуються під час проектування проточної частини СВН типу "Туро" (рис. 3.1).

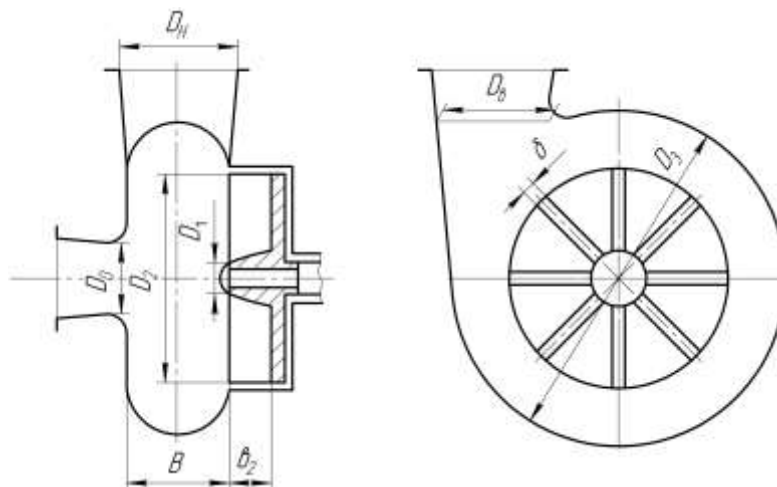


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу "Туро"



Для робочого колеса:

- РК з нахиленими радіальними лопатками ( $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $\beta_2 = 45^\circ$ );
- 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  $Z = 8$ ;
- 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" найбільш технологічною і оптимальною для 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

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

						131.10.BP.000.00 ПЗ	Арк.
							24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{40}{3600} / (\pi \cdot 4,9)} = 0,054 \text{ м}$$

де

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

$$V_0 = 0,19 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 34} = 4,9 \text{ м/с}$$

при коефіцієнті вхідної швидкості:

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

$$K_{V0} = (0,225) \cdot \left(\frac{79}{100}\right)^{2/3} = 0,19$$

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

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

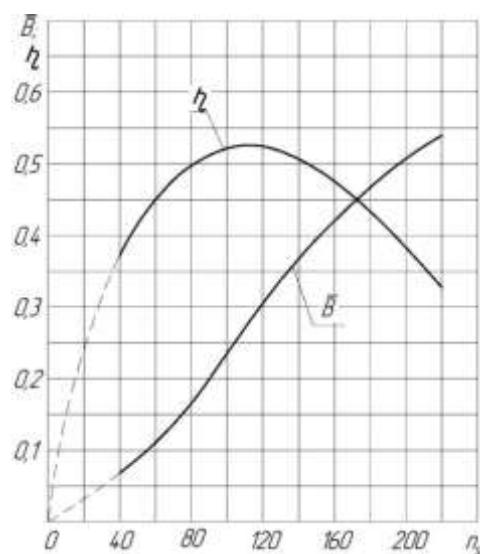


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери  $\bar{B}$  від  $n_s$

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

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

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

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{2900 \cdot \sqrt{40}}{60 * 34^{3/4}} = 79$$

2 За графіком (рис. 3.2) визначають ККД і відносну ширину вільної камери:  $\eta = 0,495$ ;  $\bar{B} = 0,16$ .

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів РК:  $\bar{D}_1 = 0,2$ ,  $\bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17$ ,  $Z = 8$ ,  $\bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$ .

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

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

де

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

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

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

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

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

$F_1$  - функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або графічною залежністю (рис. 3.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК  $\overline{D}_1 = 0,2$ ,  $F_1 = 1,84 \cdot 10^{-2}$ ;

$F_2$  - функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення  $\overline{B}/\overline{b}_2 = 0,16/0,17 = 0,94$  (рис. 3.4),  $F_2 = 2,16$ ;

$n$  - частота обертання РК, об / хв.

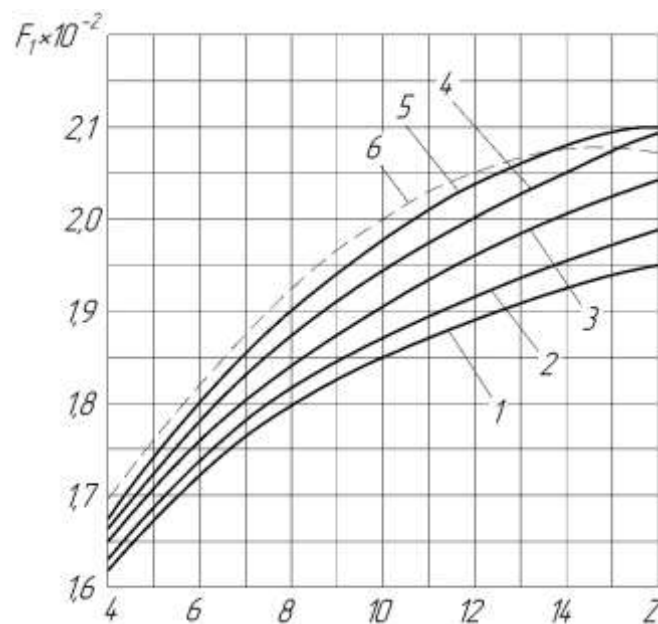


Рисунок 3.3 – Залежність функції  $F_1$  від числа лопаток РК при

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

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

Отримуємо:  $F_1 = 0,0184$

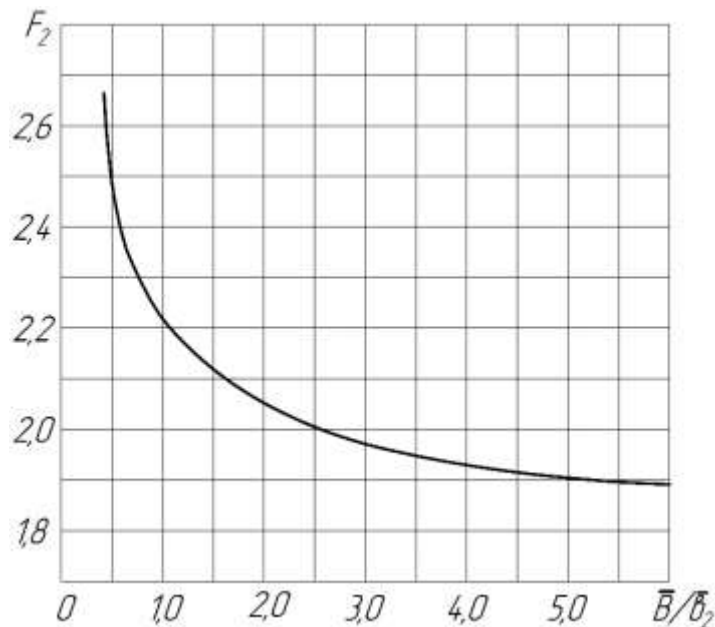


Рисунок 3.4 – Залежність функції  $F_2$  від співвідношення  $\bar{B}/\bar{b}_2$

Отримуємо:  $F_2 = 2,24$ ;

$$A = \left[ \frac{0,96}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,495 \cdot 0,0184 \cdot 2,24} \right]^{1/2} = 81,9$$

$$D_2 = \frac{81,9}{2900} \cdot \sqrt{34} = 0,165 \text{ м} = 165 \text{ мм}$$

Приймаємо:  $D_2 = 165 \text{ мм}$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; \quad D_1 = 0,2 \cdot 165 \approx 32 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \quad b_2 = 0,17 \cdot 165 = 27,2 \approx 28 \text{ мм};$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2; \quad \delta = 0,02 \cdot 165 = 3,3 \approx 3 \text{ мм}.$$

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

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = 0,16 \cdot 165 = 26,4 \approx 26 \text{ мм.}$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B; \quad D_3 = 165 + 26 = 191 \text{ мм};$$

$$D_B = B = 26 \text{ мм};$$

$$D_{ЯЗ} = \overline{D_{ЯЗ}} \cdot D_2; \quad D_{ЯЗ} = 1,35 \cdot 165 = 223 \text{ мм.}$$

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

$$D_0 \geq D_B = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

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

$$K_{V_0} = (0,225) \cdot \left(\frac{79}{100}\right)^{2/3} = 0,19$$

Приймаємо:  $K_{V_0} = 0,19$ .

Швидкість у вхідному патрубку

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

$$V_0 = 0,19 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 34} = 4,9 \text{ м/с}$$

Діаметр входу

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

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{40}{3600}}{\pi \cdot 4,9}} = 0,054 \text{ м}$$

									Арк.
									29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.ВР.000.00 ПЗ

Приймаємо:  $D_0 = 80$  мм.

Умова  $D_0 \geq B$  виконується.

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

$D_{\text{вх}} = 80$  мм;

$D_{\text{н}} = 65$  мм.

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

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

$$N = \frac{1150 \cdot 9,8 \cdot 40 \cdot 34}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,495} = 8,6 \text{ кВт}.$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу  $k$  визначають як:

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

$$N_{\text{эд}} = 1,2 \cdot 8,6 = 10,32 \text{ кВт}$$

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  $k = 1,05$ .

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обирається електродвигун асинхронний серії АИР132М2 (ГОСТ 31606-2012) [13]:

$N=11\text{кВт}$ ;

$n_{\text{синх}}=3000\text{ об/хв}$ ;

$\eta = 88,4\%$ .

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

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

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

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{8,6}{2900} \cdot \frac{48960}{45 \cdot 10^6}} = 0,0148\text{ м}$$

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

Отриману розрахункову величину  $d_{\text{в}}$  округлюють до найближчого нормалізованого діаметра в бік збільшення.

Приймаємо:  $d_{\text{в}} = 16\text{ мм}$ .

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 4 Розрахунок гідродинамічних сил

### 4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса  $R_2 = 0,0825$  м; радіус входу в робоче колесо  $R_1 = 0,016$  м; радіус втулки  $R_{\text{вт}} = 0,012$  м.

Визначаємо число Рейнольдса:

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

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі  $t = 20^\circ\text{C}$ , який становить  $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ;

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

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\text{Re} = \frac{2900 \cdot 0,165^2}{60 \cdot 1,006 \cdot 10^{-6}} = 1,3 \cdot 10^6$$

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

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{1,272 \cdot 10^6} = 0,691$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{1,272 \cdot 10^6} = 0,297$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість  $\omega$  та [14] відносний радіус втулки  $\overline{R_{\text{вт}}}$ .

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою,  
с<sup>-1</sup>:

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

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 304 \text{с}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

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

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{0,012}{0,0825} = 0,145.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

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

де  $k = 0,486$

тоді

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1150 \cdot 9,8 \cdot 34 \times \\ &\times [0,691 \cdot (0,0825^2 - 0,012^2) - 0,297 \cdot (0,0825^2 - 0,016^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1150 \cdot 0,0825^4 \cdot 304^2 \cdot (1 - 0,145^2)^2 = 2323 \text{Н}. \end{aligned}$$

#### 4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

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

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$\Delta = 0,005 \text{ м}$$

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 :

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

$$R = 0,2 \cdot 1150 \cdot 9,8 \cdot 34 \cdot 0,165 \cdot (0,028 + 0,005) = 417 \text{ Н.}$$

### 4.3 Врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили має вирішальне значення для функціонування насоса. Якщо скидання осьового зусилля не здійснюється, сила, що діє на підшипники, призведе до їх раннього виходу з ладу [20].

Рекомендовано розвантажувати осьову силу в передбачуваному насосі за допомогою розвантажувальних лопаток (крильчаток) Рисунок 4.3. Лопатки збільшують периферійну швидкість обертання рідини в задній пазусі, внаслідок чого там зменшують тиск.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

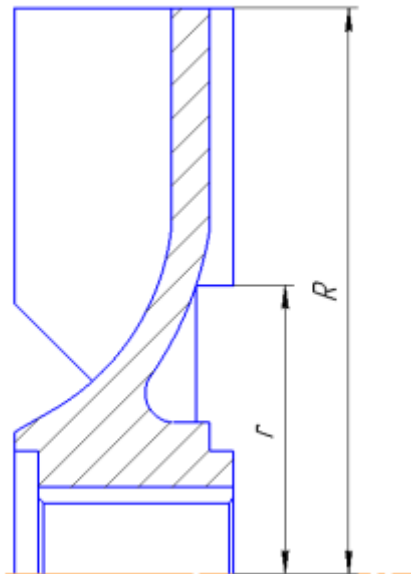


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дискове тертя, які можуть бути визначені з виразу:

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

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:

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

Де  $U_R$  – колова швидкість на радіусі  $R$ ;

$U_r$  - колова швидкість на радіусі  $r$ ;

						131.10.BP.000.00 ПЗ	Арк.
							35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$U_R = \omega R;$$

$$U_R = 304 \cdot 0,0825 = 25,1 \text{ м/с}$$

$$U_r = \omega r;$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля.

Врівноваження осової сили виконується за умови:

$$T_u = A$$

$$\frac{3}{8} \rho g \pi (R^2 - r^2) \frac{(\omega R)^2 - (\omega r)^2}{2g} = A$$

$$\frac{3}{8} \cdot 1150 \cdot 9,8 \cdot 3,14 \cdot (0,0825^2 - r^2) \frac{25,1^2 - (304 \cdot r)^2}{2 \cdot 9,8} = 2323;$$

Звідси знаходимо r:

$$r \approx 0,0268 \text{ м}$$

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

$$T = A - T_u = 0;$$

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1150 \cdot 304^3 \cdot 0,0825^5 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,0268}{0,0825} \right)^5 \right] = 36 \text{ Вт}$$

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

										Арк.
										36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

## 5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності [18]:

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

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

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

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності  $c = 2000$ .

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

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

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left( \frac{2900 \cdot \sqrt{\frac{40}{3600}}}{2000} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,817 \text{ м.}$$

									Арк.
									37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

## 6 Розрахунки з вибору приводу насоса

### 6.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

$$N = \frac{1150 \cdot 9,8 \cdot 40 \cdot 34}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,495} = 8,6 \text{ кВт.}$$

У якості приводу насоса вибираємо електродвигун за таким параметром:

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

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  $k = 1,05$ .

$$N_{\text{эд}} = 1,2 \cdot 8,6 = 10,32 \text{ кВт}$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун АИР132М2 (ДСТУ ІЕС 60034-1:2019): [13] (рис. 6.1) з параметрами:

- потужність  $N_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$ ;
- частота обертання  $n = 2900 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ .

Структура умовного позначення електродвигуна:

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- А – асинхронний;
- И – уніфікована серія (И – Інтерелектро);
- Р – прив’язка потужностей до встановлювально-приєднувальних розмірів (Р – за РС 3031-71);
- 132 – габарит, мм;
- М – встановлювальний розмір по довжині станини;
- 2 – число полюсів.

Таблиця 6.1 – Технічні характеристики електродвигуна АИР132М2У2

Модель	Потужність	Напруга	Струм	Частота обертання	ККД	cosφ	$M_{max}/$ $M_H$	$M_H/$ $M_H$	$I_H/$ $I_H$
	кВт	В	А	об/хв	%				
АИР132М2	11	220	21,2	2900	88,4	0,84	2,3	2,2	7,5
		380							



Рисунок 6.1 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР132М2



Таблиця 6.2 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна АИР132М2

Тип двигуна	Число полюсів
АИР132М2	2

Продовження таблиці 6.2

Габаритні розміри, мм				Встановлювальні та приєднувальні розміри, мм							
L	D	H	L2	B	D5	L1	L3	D4	H2	B1	H1
510	275	345	89	270	12	178	80	38	41	10	132

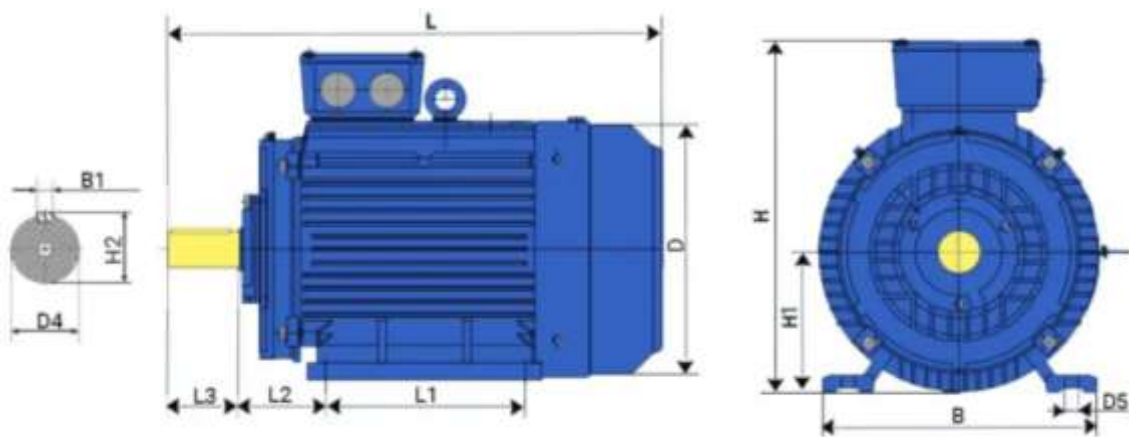


Рисунок 6.2 – Габаритне креслення електродвигуна серії АИР

виконання 1081

## 6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання [21].

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

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:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{10320}{304} = 33,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 33,95 = 7,13 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

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

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

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

$$N_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$$

Звідси:

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{max} = \frac{11 \cdot 10^3}{304} = 36 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}, \quad (6.7)$$

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

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

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

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 36 = 1,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

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

$$k = \frac{35}{3000^2} = 3,89 \cdot 10^{-6}$$

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  $M = f(n)$

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- точки  $A(n_0; M_0)$  та  $B(n_B; M_B)$  з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

п, об/хв	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
М, Н·м	0	0,35	1,4	3,15	5,6	8,75	12,6	17,15	22,4	28,35	36

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

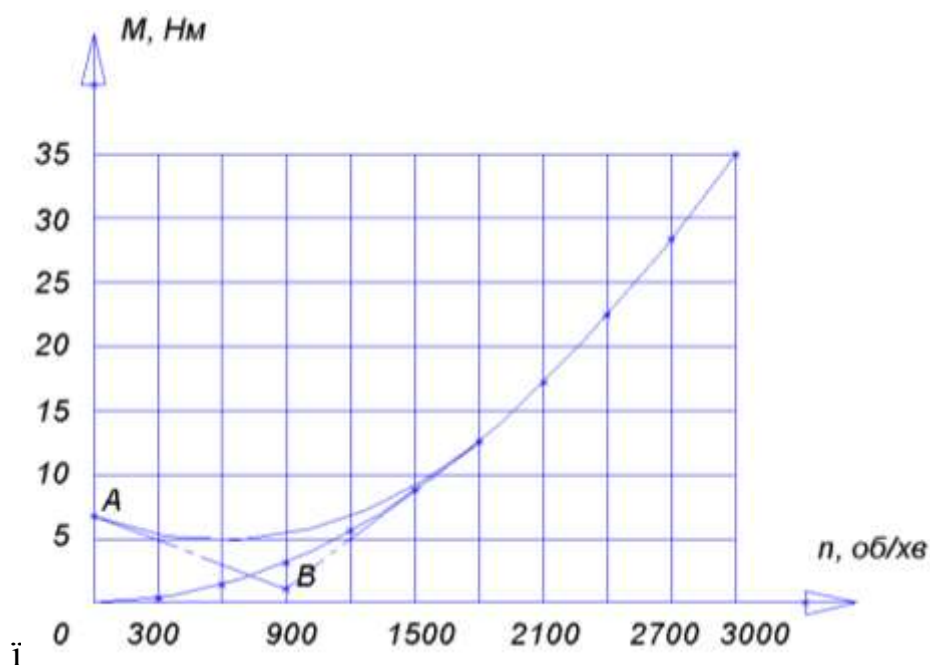


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## 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 [15].

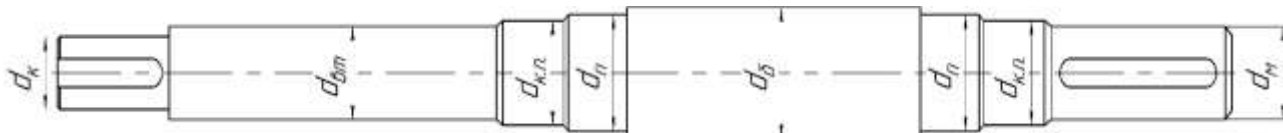


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

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;

$[\tau]$  – дотичне напруження при крученні, Па.

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо  $[\tau] = 45 \cdot 10^6$  Па.

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

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

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

$$M_{\max} = \frac{11 \cdot 10^3}{304} = 35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

									Арк.
									44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 35}{3,14 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,016 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо  $d_k = 0,016 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

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

$$d_m = 1 \cdot 0,016 = 0,016 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду  $d_m = 24 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,016 + 0,01 = 0,026 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку  $d_{вт} = 0,026 \text{ м.}$

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

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

$$d_{к.п.} = 0,016 + 0,01 = 0,026 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 ,  $d_{к.п.} = 35 \text{ мм.}$

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

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

де  $t = 0,003$  – висота буртика, м.

									Арк.
									45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$d_{\pi} = 0,026 + 2 \cdot 0,003 = 0,032 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр підшипник  $d_{\pi} = 35 \text{ мм.}$

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

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

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

$$d_{\delta} = 0,035 + 3 \cdot 0,0025 = 0,0425 \text{ м.}$$

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 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.

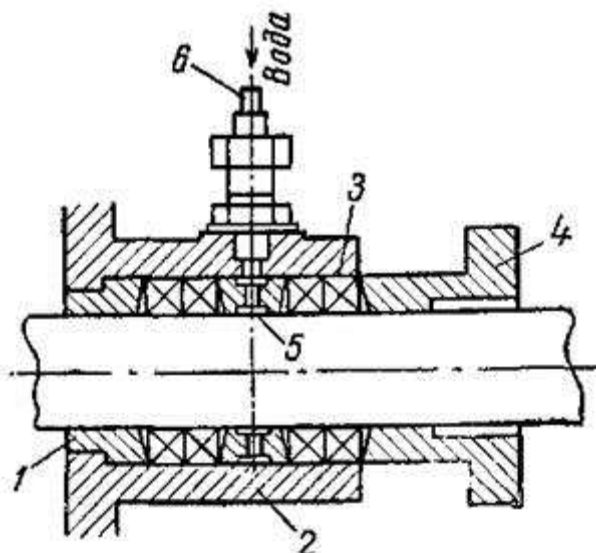


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення:

- 1– опорна шайба, 2– корпус сальника, 3– сальникова набивка,  
4– втулка (фланець нажимний), 5– кільце гідрозатвору,  
6– згін для промивки ущільнення;

Сальникові ущільнювачі часто використовуються в пристроях, які мають просту конфігурацію. Найчастіше використовується начинка, що складається з бавовняної нитки, скрученої в кола.

Сальникові ущільнення застосовуються на тиск до 1,0 МПа. Для типової функції ущільнення сальника важливо забезпечити змащування поверхонь, які стикаються, і відведення тепла, що утворюється внаслідок тертя. В результаті ущільнення сальника необхідно ущільнити таким чином, щоб через нього протікала рідина об'ємом 10-15 літрів на годину.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.BP.000.00 ПЗ

Арк.

47



Забороняється ущільнювати сальник до повного припинення витоку, інакше під час ущільнення масло згорить, а поверхні навколо сальника постраждають.

### 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

$$S = \sqrt{32} = 5,66 \text{ мм.}$$

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  $r = \frac{d_{\text{врт}}}{2} + 0,7$  – 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;

									Арк.
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$L = 2,4 \text{ см};$$

$$S = 0,6 \text{ см};$$

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

Таким чином:

$$r = \frac{2,6}{2} + 0,7 = 2 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 304 \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left( e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,4}{0,6}} - 1 \right) = 82 \text{ Вт}$$

### 7.3 Розрахунок вала

Основними завданнями конструкції валу є забезпечення міцності та запобігання вигину та відхиленню при крученні в найбільш проблемній частині. Оскільки розрахунки та проектування залежать один від одного, необхідні розміри розділені на три етапи. На першому кроці визначаються початкові розрахунки, дії опор валу. На другому, показовому етапі, визначають первинні розміри валу. На третьому етапі, етапі верифікації, визначаються параметри запасу безпеки, потім вони порівнюються з допустимими параметрами, при необхідності параметри фактичного запасу безпеки коригуються відповідно до допустимих параметрів.

#### 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 ( $R_2, R_3$ ).

									Арк.
									49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

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:

$$R_2 = \frac{417 \cdot (146,5 + 125,5)}{125,5} = 696 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

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

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

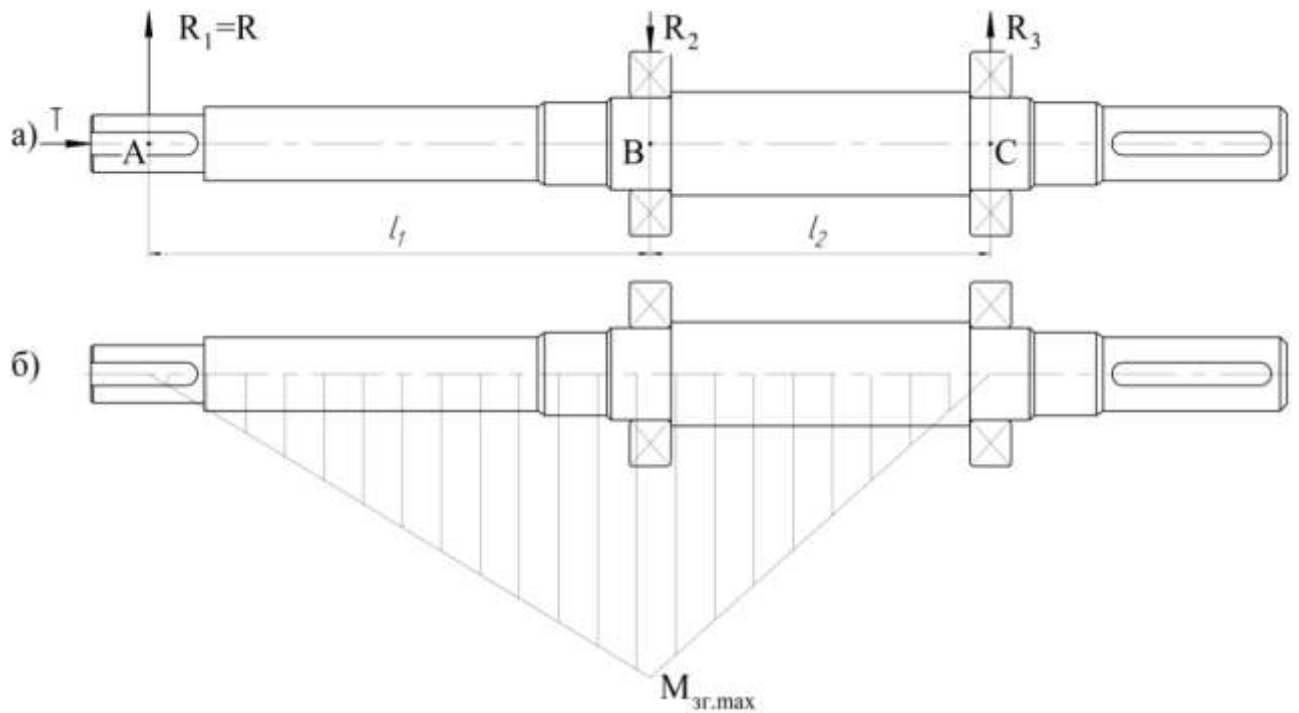


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

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:

$$R_3 = \frac{417 \cdot 146,5}{125,5} = 375 \text{ Н}$$

### 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:

									Арк.
									51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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

Звідси:

$$M_{зг.max} = 417 \cdot 0,1465 = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{47^2 + 0,75 \cdot 35^2} = 56 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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  $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ .

$$d_{\Pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{56}{0,1 \cdot 40}} = 24,1 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо  $d_{\Pi} = 25 \text{ мм}$ . При конструюванні був обраний діаметр підшипника 35 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 25 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;

									Арк.
									52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.10.BP.000.00 ПЗ				

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

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

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

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 400 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \quad (7.21)$$

Тому:

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 400 = 232 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

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

Отже:

$$\sigma_a = \frac{47}{0,1 \cdot 0,035^3} = 11 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \quad (7.23)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 0}{3,14 \cdot 0,035^2} = 0 \text{ МПа}$$

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

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{35}{0,2 \cdot 0,016^3} = 21,4 \text{ МПа}$$

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

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

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{400}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 11 + 0,275 \cdot 0} = 12,72$$

									Арк.
									54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.10.BP.000.00 ПЗ				

$$S_{\tau} = \frac{232}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 21,4 + 0,1 \cdot 21,4} = 5,61$$

$$S = \frac{12,72 \cdot 5,61}{\sqrt{12,72^2 + 5,61^2}} = 5,13 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

#### 7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

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

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

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ . Виходячи з діаметру валу, рівному 16 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 5$  мм - ширина шпонки;

$h = 5$  мм - висота шпонки;

$l = 28$  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;

										Арк.
										55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>					



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

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм.

Робоча довжина шпонки визначається за формулою, мм:

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

$$l_p = 28 - 5 = 23 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 35}{16 \cdot 23 \cdot (5 - 3)} \cdot 10^3 = 95,1 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

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

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

Розраховане напруження на зминання не перевищує допустимі напруження на зминання  $\sigma_{\text{зм}} = 95,1 < [\sigma]_{\text{зм}} = 192$ , тому умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

де  $d, l, b$  – підставляємо в мм;

$M_{\max}$  – підставляємо у Н · м

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 36}{16 \cdot 28 \cdot 5} \cdot 10^3 = 31,6 \text{ МПа.}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

де:

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

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 31,6 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа.}$$

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 24 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 7$  мм - ширина шпонки;

									Арк.
									57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

$h = 7$  мм - висота шпонки;

$l = 18$  мм - довжина шпонки

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

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

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

$d = d_k$  – діаметр вала, мм;

$M_{max}$  - підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 18 - 7 = 11 \text{ мм}$$

Напруження на змінання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 35}{24 \cdot 11 \cdot (7 - 4)} \cdot 10^3 = 88,4 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на змінання:

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

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

Таким чином, допустиме напруження на змінання в шпонці рівне:

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

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 88,4 \text{ МПа} < 192 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 36}{24 \cdot 18 \cdot 7} \cdot 10^3 = 23,8 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

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

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 23,8 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7.5 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП) [5].

Тип I

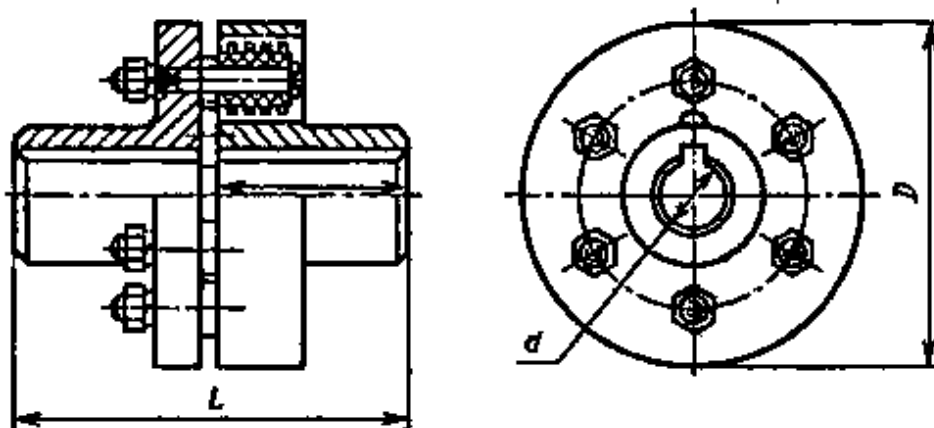


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (38 мм), максимального крутного моменту 250 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 250-38-1 У3 ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 140 \text{ мм};$$

$$d = 38 \text{ мм};$$

$$L \leq 165 \text{ мм}.$$

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:

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

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

Де  $D = 105$  мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$  – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 36}{0,105 \cdot 6} = 114 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

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

Де  $d_{\Pi} = 14$  мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 26$  мм – довжина втулки муфти;

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

Звідси:

$$p = \frac{114}{0,014 \cdot 0,026} = 0,31 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

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.

									Арк.
									61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>				

$$\sigma = \frac{32 \cdot 111 \cdot (0,5 \cdot 0,026 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,014^3} = 7,4 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

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 [6], їх динамічну  $C$  (Н) та статичну вантажопідйомність  $C_0$  (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний.

Позначення –66207 , ГОСТ 831-75

$$C = 27 \text{ кН}$$

$$C_0 = 19 \text{ кН}$$

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 безпеки для спокійного навантаження;

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

										Арк.
										62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.10.BP.000.00 ПЗ					

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

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = (1 \cdot 696) \cdot 1 \cdot 1 = 696 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{27000}{696}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 324333 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 324333 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

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

Позначення –207, ГОСТ 8338-75 [4]

$$C = 25,5 \text{ кН}$$

$$C_0 = 13,7 \text{ кН}$$

									Арк.
									63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ



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 осьового навантаження відповідно.

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

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = (1 \cdot 375) \cdot 1 \cdot 1 = 375 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{25500 \cdot 2}{375}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 1,398 \cdot 10^7 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

									Арк.
									64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 1,398 * 10^7 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

					131.10.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 Чисельне дослідження та аналіз результатів

### 8.1 Опис кроків формування розрахункової моделі

На основі створеної конструктивної схеми насоса СВН 40/34 та заданих розмірів було побудовано твердотільні моделі рідини у проточній частині корпуса та робочого колеса насоса за допомогою програмного забезпечення SolidWorks. Чисельне дослідження виконувалося з використанням окремих модулів програмного комплексу ANSYS CFX. (див. Рис. 8.1).

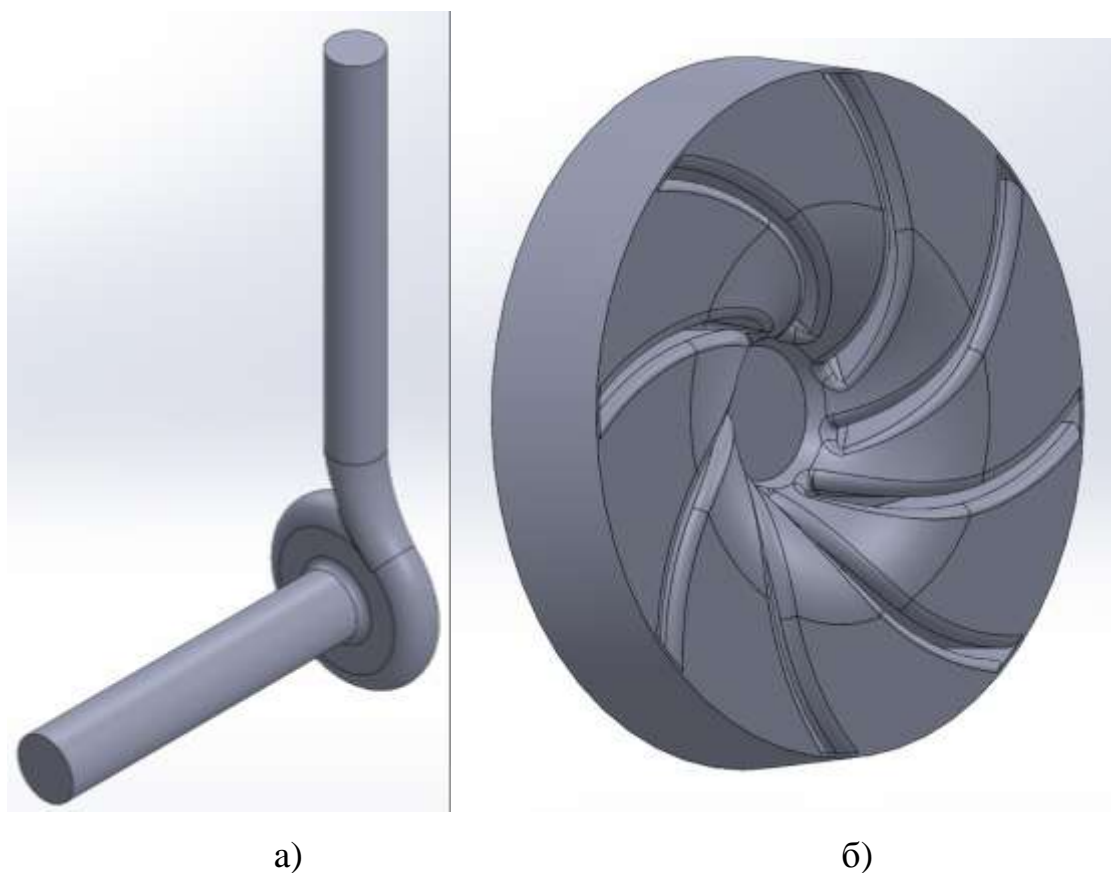
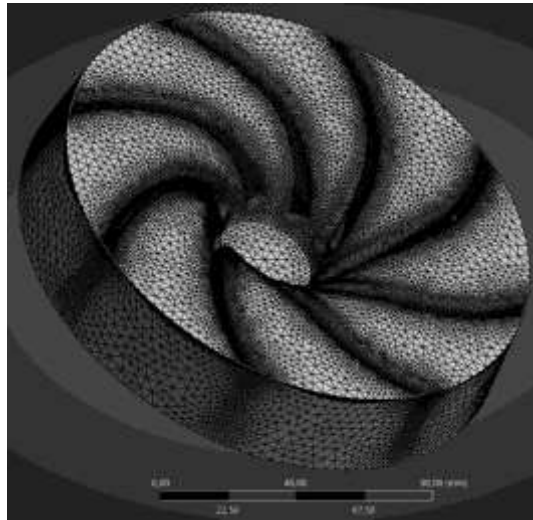


Рисунок 8.1 – Побудова 3D-моделей елементів проточної частини розглянутого насоса СВН 40/34: а – статорний елемент-порожнина корпуса з підвідною та відвідною частинами, б – роторний елемент-робоче колесо

Для проведення чисельного аналізу за допомогою генератора сіток Ansys Mesh було створено неструктуровані сітки (див. Рис. 8.2), що моделюють середовище у проточній частині насоса.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



а)



б)

Рисунок 8.2 – Побудова розрахункових сіток елементів проточної частини розглянутого насоса СВН 40/34: а – робоче колесо, б – порожнина корпусу з підвідною та відвідною частинами

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Параметри розрахункової сітки (див. рис. 8.2):

- для робочого колеса створено 988291 комірку;
- для корпуса — 414911 комірок.

Неструктурована сітка для поверхонь елементів розрахункової області побудована з використанням призматичних шарів, за винятком поверхонь входу до робочої області, виходу з неї та поверхонь інтерфейсу взаємодії між роторними і статорними елементами сітки. Для опису пограничного шару навколо твердих стінок було застосовано десять шарів призматичних комірок.

Після створення сітки вихідні параметри задаються у препроцесорі.

Розрахунок виконано в стаціонарній постановці. Як модель турбулентності обрано  $k-\epsilon$  модель, що ефективно описує робочий процес вільновихрового насоса та спрощує виконання обчислень.

На вході до обчислювальної області як граничну умову встановлено масову витрату, а на виході — статичний тиск. Для всіх твердих об'єктів задано умову нульової швидкості на їх поверхні. Шорсткість стінок визначено відповідно до технічних креслень елементів проточної частини насоса.

Інтерфейс взаємодії між статорним елементом корпуса та роторним елементом робочого колеса у базовому варіанті обрано як Frozen Rotor.

Результати цього розрахунку використано як початкове наближення для подальшого обчислення із застосуванням інтерфейсу взаємодії Stage. На виході з розрахункової області задано тиск 1 МПа. Розрахунки проведені для широкого діапазону подач  $Q = 0,05 - 1,6 Q_{ном}$ .

Загальний вигляд розрахункової моделі представлено на рис. 8.3

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

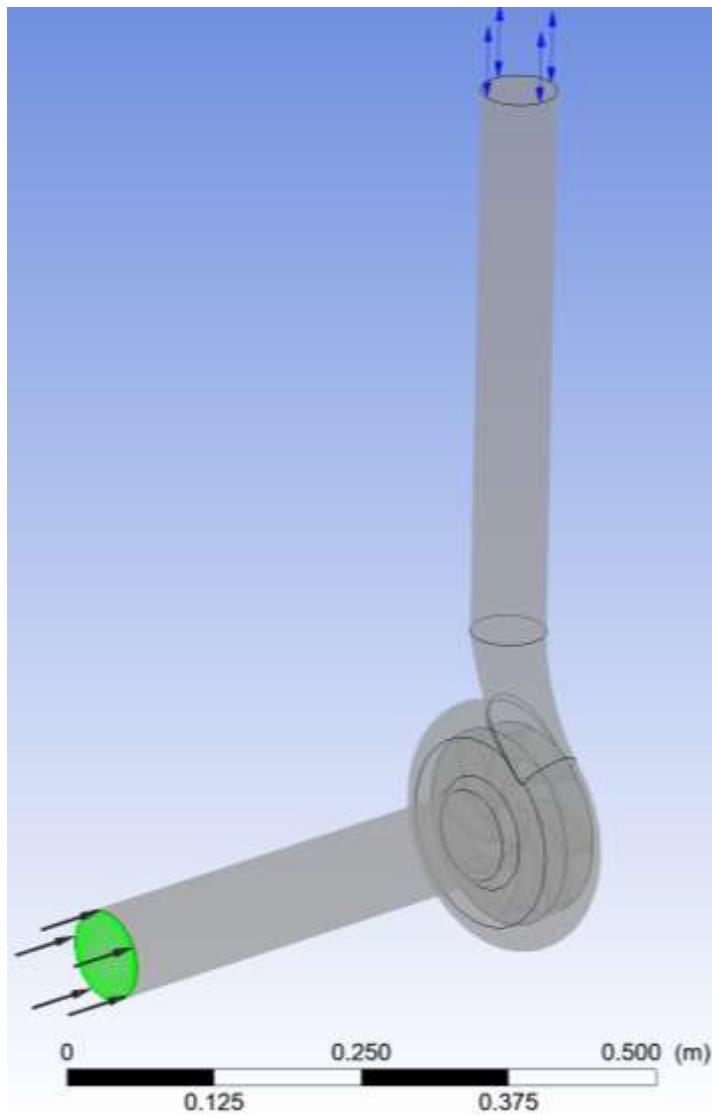


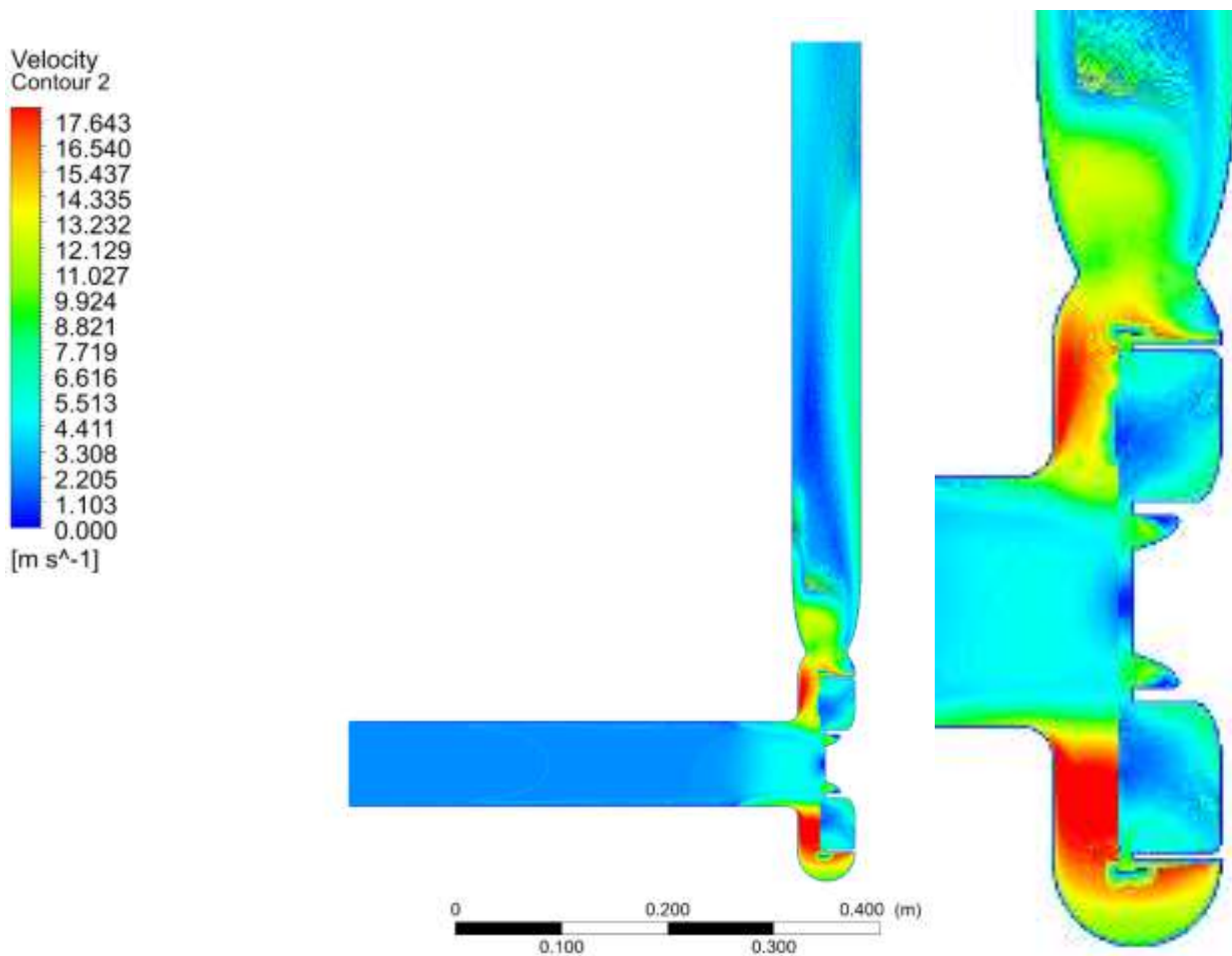
Рисунок 8.3 – Розрахункова модель для виконання числового дослідження при розробці насоса СВН 40/34

Збіжність результатів за середнім квадратичним відхиленням функцій моментів відносно осей X, Y, Z (Momentum and Mass) становить не менше  $10^{-5}$ . Окрім цього, досягнуто збіжності за ключовими параметрами, що моніторилися під час виконання роботи: напір, гідравлічна потужність, споживана потужність та коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## 8.2 Аналіз результатів

У результаті аналізу якісної картини розподілу відносної швидкості (рис. 8.5) було виявлено, що проектування корпусу і робочого колеса було правильним. Розподіл поля відносної швидкості у заданому перерізі має типовий вигляд для вільновихрового насоса (характерні червоні зони в області вільної камери свідчать про утворення тороїдального вихора).



a)

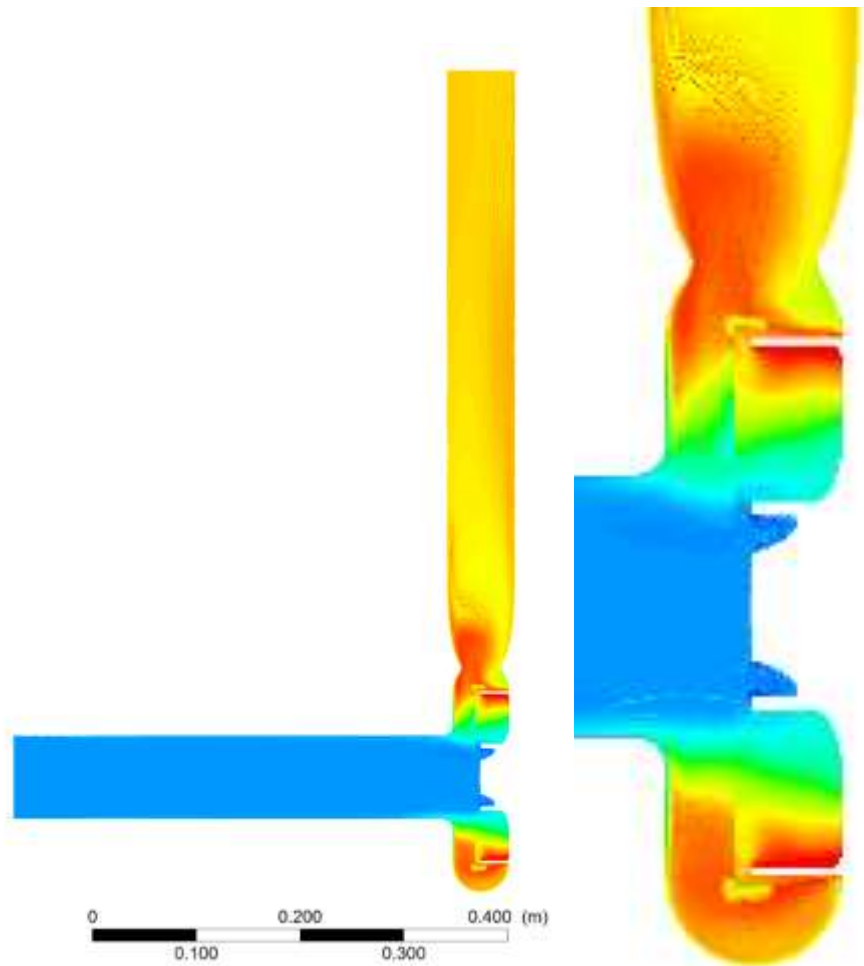
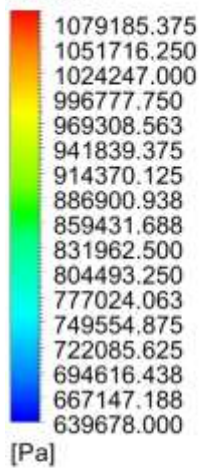
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.BP.000.00 ПЗ

Арк.

70

Total Pressure in Stn Frame  
Contour 1



б)

Рисунок 8.5 – Якісна картина розподілу в проточній частині спроектованого насоса: а – відносної швидкості; б – тиску

Робоча точка – 40 м<sup>3</sup>/год.

Напір – 31,2 м.

К.К.Д. – 41,8%.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.BP.000.00 ПЗ

Арк.

71



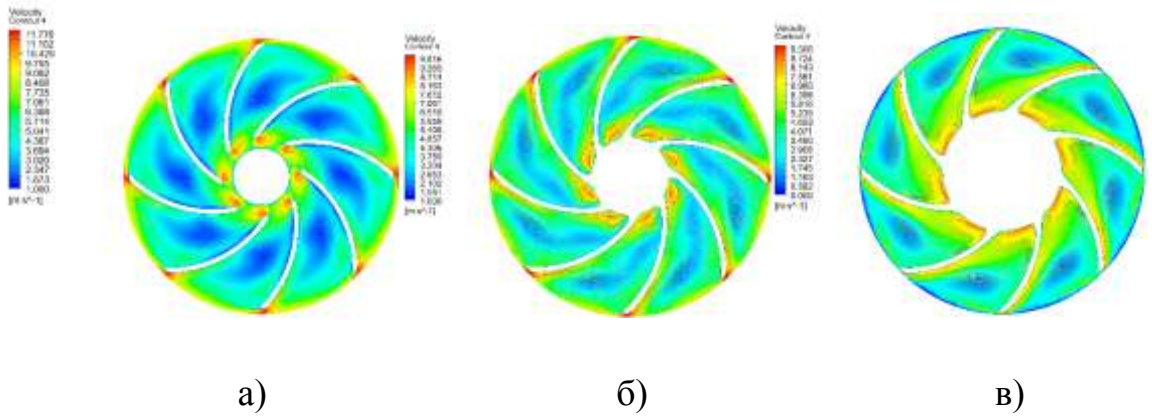


Рисунок 8.6 – Розподіл відносної швидкості в міжлопатевих каналах робочого колеса в районі: а – кромки; б – середньої площини; в – диску

На рис. 8.6 можна побачити зміну поля відносної швидкості у різних ділянках робочого колеса.

Таблиця 8.1 – Характеристика розробленого ступеня насоса СВН 40/34

Ч	Подача, Q	Напір, Н	Енергоефективність (К.К.Д.), $\eta$
а			
с			
т			
к			
а			
в			
і			
д	$\text{м}^3/\text{ГОД}$	М	-
з			
н			
а			
ч			
е			
н			
н			

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.BP.000.00 ПЗ

Арк.

72

я			
р			
о			
б			
о			
ч			
о			
ї			
т			
о			
ч			
к			
и			
0			
,			
0			
5			
0			
,			
2			
0			
,			
4			
0			
,			
6			
0			
,			
8			
1			

1			
,			
2			
1			
,			
4			
1			
,			
6			

Напірна характеристика ступеня (рис. 8.6) демонструє спад у діапазоні від 0 м<sup>3</sup>/год до 8 м<sup>3</sup>/год. Це не впливає на працездатність насоса, оскільки стандарт [74] дозволяє короткочасну роботу насоса у межах подач 70-120% Q<sub>опт</sub> та довготривалу роботу в діапазоні 90-110% Q<sub>опт</sub>.

Таким чином, експлуатація розробленого насоса СВН 40/34 допускається:

- у короткочасному режимі — в діапазоні подач 28-48 м<sup>3</sup>/год;
- у довготривалому режимі — в діапазоні подач 36-44 м<sup>3</sup>/год.

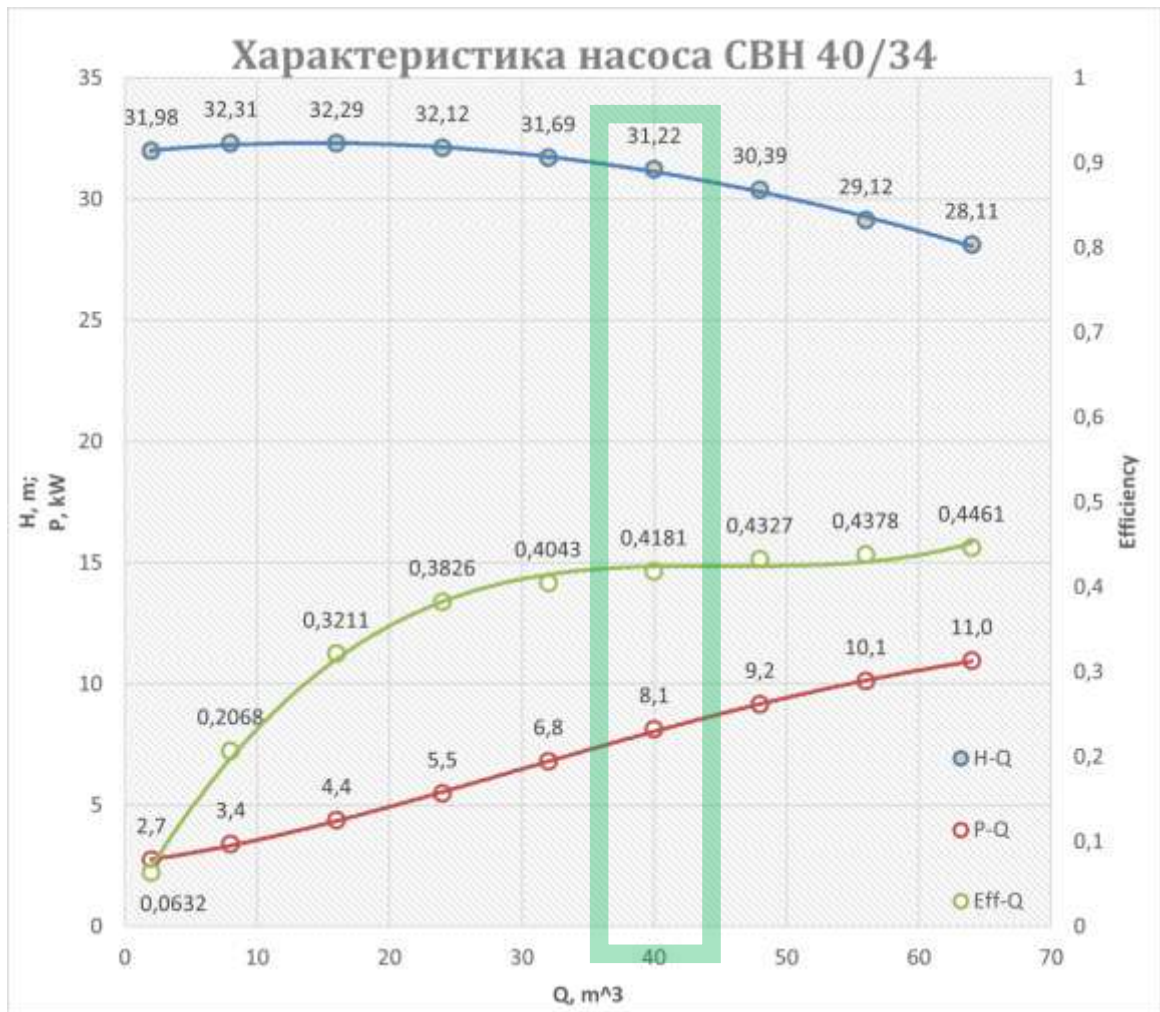


Рисунок 8.6 – Характеристика розробленого насоса СВН 40/34 (виділена зеленим прямокутником зона- зона робочих режимів)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.ВР.000.00 ПЗ

Арк.

75

## 9 Розділ з охорони праці

**1. Загрози аспекта охорони праці в юридичній сфері**  
Однією з найбільших проблем у виробництві є наявність шкідливих речовин на робочому місці, які можуть негативно вплинути на здоров'я працівників, призвести до професійних захворювань або негативно вплинути на загальну якість життя. У зв'язку з цим запобігання впливу небезпечних хімічних речовин, контроль концентрації цих хімічних речовин у повітрі та забезпечення ефективного захисту працівників є основним обов'язком системи охорони праці [9].

Атмосферне повітря складається з 78% азоту, 21% кисню, 0,03% вуглекислого газу, містить інертні гази. Чисте повітря містить токсичні гази, такі як оксид і діоксид азоту, а також діоксид сірки, озон та інші гази, шкідливі для людини, тварин, флори і фауни планети. Ці гази потрапляють в атмосферу через процеси гниття або природні явища. Вміст води в повітрі змінюється від 0,00002 до 3% від об'єму частинок.

Повітря вважається чистим, якщо в ньому відсутні забруднюючі речовини у формі твердих, рідких або газоподібних речовин, які змінюють його початковий склад [22].

Тверді, рідкі або газоподібні речовини, які потрапляють в атмосферу та змінюють її склад, називаються викидами. Викиди викликані діяльністю людини.

Забруднення повітря є результатом або тривалого періоду часу з високою концентрацією забруднюючих речовин, або високої концентрації однієї чи кількох конкретних речовин, які завдають шкоди людям, тваринам, рослинам і майну.

										Арк.
										76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

При концентрації кисню не більше 9% (нормальний атмосферний тиск) у людини буде знежирення тканин організму (аноксемія), що може призвести до смерті.

Збільшення вмісту азоту в повітрі викликає наркотичну дію, наприклад, при вмісті азоту 83% люди відчують, ніби вони задихаються, а при 93% гинуть через нестачу кисню (підвищення вміст азоту означає зменшення вмісту кисню).

Гранично допустима концентрація вуглекислого газу в закритих приміщеннях 0,1...0,2%, на робочих місцях до 0,5%. Вища концентрація CO<sub>2</sub> спричиняє нижчу концентрацію кисню.

Дуже важливо, щоб іонний склад повітря був специфічним. У повітрі містяться іони негативної і позитивної полярності, вони, в свою чергу, більш важкі, середні і малі. Важкі іони утворюються в результаті випадання легких іонів на різні предмети: пил, краплі. Незабруднене повітря в основному складається з легких іонів, забруднене повітря складається в основному з важких іонів. Контролюється оптимальна кількість легких іонів у повітрі передбачуваної зони.

У сучасних технологіях використовується багато речовин, які здатні потрапляти в повітря і становити загрозу здоров'ю людей. Для визначення ризику оцінюють вплив цих речовин на організм людини, визначають безпечні для людини концентрації та дозування.

На виробничих підприємствах повітря робочої зони може бути забруднене шкідливими речовинами, які є результатом технологічного процесу, або зберігаються в сировині, продуктах або напівфабрикатах, під час виробництва можуть утворюватися відходи. Ці речовини потрапляють у повітря у вигляді пилу, газів або пари і негативно впливають на організм людини.

										Арк.
										77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Під час роботи або ремонту копіювального апарату виділяються такі хімічні речовини, як озон, оксид азоту, аміак, стирол (вінілбензол), ацетон (пропан-2-он), селенід водню (гідроселенід), епіхлоргідрин (хлорметилоксиран), кислоти, бензин і оксид етилену (оксиран).

Відповідно до ГОСТ 12.1.007-76 "ССБТ. Речовини отруйні. Класифікація та загальні вимоги безпеки" Шкідлива речовина - речовина, яка при контакті з організмом людини і не безпечна може призвести до виробничого травматизму, професійних захворювань, або вади розвитку в період трудової діяльності або в наступний період життя, а також негативно впливають на здоров'я їхніх нащадків.

Усі шкідливі речовини поділяються на шість категорій залежно від їх

в

п

Шкідливими речовинами в робочій зоні є будь-які хімічні компоненти, сполуки або аерозолі, які можуть викликати гострі або хронічні отруєння, подразнення слизових оболонок, алергічні реакції, ураження внутрішніх органів. У світовій практиці спостерігається збільшення використання хімічних компонентів у промисловості, що ставить проблему їх впливу на

о

р

г

**2. Характеристика шкідливих речовин за їх дією на організм** властивостями, а включаючи їх токсикологічні властивості та те, як вони потрапляють в організм [19].

і

з 1. За фізико-хімічними ознаками:

м - Пари та гази: вони легко потрапляють до органів дихання через легеневі альвеоли. Наприклад, чадний газ (СО) надзвичайно токсичний і перешкоджає транспорту кисню до тканин.

ю - Аерозолі та пил: утворюються під час механічної чи хімічної обробки речовин. Кремнеземний пил здатний викликати силікоз.

и

## 2. За шляхами проникнення:

- Дихальні шляхи: основний шлях надходження газів і пилу в організм.
- Шкіра: речовини, які мають високу тенденцію до ліпофілізації, наприклад, органічні розчинники, можуть проходити через шкіру.
- Шлунково-кишковий тракт: входи для речовин, які потрапляють на поверхню рук або вдихаються в організм із зараженою їжею.

## 3. За характером впливу на здоров'я:

- Токсичні речовини: викликають гостре або тривале отруєння (свинець, бензол).
- Канцерогенні речовини: здатні викликати розвиток серйозних захворювань (бензопірен, формальдегід).
- Мутагенні речовини: викликають генетичні зміни у вигляді радіаційного опромінення (радіонукліди).
- Алергени: викликають підвищення чутливості імунної системи (формальдегіди, нікель).

Приклад: вплив включає в себе ковтання хлору та його сполук, ці хімічні речовини подразнюють слизові оболонки дихальних шляхів, викликаючи кашель, закладеність, а тривалий вплив може призвести до фіброзу легенів.

Тривалий вплив шкідливих речовин може призвести до накопичення в організмі токсинів і розвитку хронічних професійних захворювань, таких як пневмоконіоз, інтоксикація металами, розлади центральної нервової системи.

									Арк.
									79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					



### 9.3. Контроль за обсягом шкідливих речовин

Для збереження здоров'я працівників і запобігання професійним захворюванням визначаються гранично допустимі концентрації (ГДК) кожної шкідливої речовини. Створення ГДК ґрунтується на токсичності речовини, її фізико-хімічних властивостях, тривалості впливу та індивідуальних особливостях працівників.

ГДК встановлюється на основі:

- Дані, отримані в результаті токсикологічних досліджень;
- Експерименти, які досліджують довготривалий вплив подразників на лабораторних тварин.
- Актуальною є епідеміологічна інформація про захворювання працівників даної сфери.

ДСН 3.3.6.042-99 [9] описує, як шкідливі речовини поділяються на

ч

Таблиця 9.1 – Класифікація шкідливих речовин за ступенем дії на організм людини

Клас	Назва	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	Летальна концентрація в повітрі, мг/м <sup>3</sup>	Приклади
Небезпечна	Надзвичайна			Бензопіре

?

									Арк.
									80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.10.BP.000.00 ПЗ				

К

	Й н о н е б е з п е ч н і			Н , м е р к у р і й , п л ю м б у м , б е р и л і й , м а н г а н , ф о с г е н
	В и с о	0,1...1	500...5000	Н і т р

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.BP.000.00 ПЗ

Арк.

81

К  
О  
Н  
Е  
Б  
Е  
З  
П  
Е  
Ч  
Н  
І

О  
Г  
Е  
Н  
Д  
І  
О  
К  
С  
И  
Д  
)  
,  
Б  
Е  
Н  
З  
Е  
Н  
,  
С  
І  
Р  
К  
О  
В  
О  
Д  
Е  
Н  
Ь  
,  
Г  
І  
Д  
Р  
О  
К  
С  
И

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.ВР.000.00 ПЗ

Арк.

82

			Д н а т р і ю
	П о м і р н о н е б е з п е ч н і	1,1...10	К с и л о л , с і р ч и с т и й г а з ) , м е т а н
		5001...50000	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.ВР.000.00 ПЗ

Арк.

83

				О
				Л
				А
				М
				і
				а
				к
				)
				,
				ч
				а
				Д
				н
				и
				й
				Г
				а
				з
				,
				б
				е
				н
				з
				и
				н
				,
				е
				т
				а
				н
				о
				л
				,
				а
				ц
				е
				т
				о
				н

М  
а  
л  
о  
н  
е  
б  
е  
з  
п  
е  
ч  
н  
і

О  
Л  
А  
М  
і  
а  
к  
)  
,  
ч  
а  
Д  
н  
и  
й  
Г  
а  
з  
,  
б  
е  
н  
з  
и  
н  
,  
е  
т  
а  
н  
о  
л  
,  
а  
ц  
е  
т  
о  
н

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.10.ВР.000.00 ПЗ

Арк.

84

Таблиця 9.2 – Найбільш розповсюджені шкідливі речовини

Речовина	ГДК, мг/м <sup>3</sup>
Чадний газ	
Свинець	
Формальдегід	
Пил деревини	

**4. Методи контролю забруднення повітря**

## 1. Вентиляція:

Вентиляція виробничих приміщень — це сукупність заходів та обладнання, спрямованих на підтримання оптимальних метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища відповідно до гігієнічних та технічних норм для робочих місць та зон обслуговування. Головна функція вентиляції полягає у видаленні забрудненого, вологого чи перегрітого повітря з приміщень та подачі свіжого й чистого повітря.

Вентиляція класифікується за кількома критеріями:

За типом руху повітря:

- природна;
- штучна (механічна);
- комбінована (поєднання природної та механічної).

За напрямком повітряного потоку:

- припливна;
- витяжна;
- припливно-витяжна.

За місцем застосування:

- загальнообмінна;
- місцева;
- комбінована.

За призначенням:

- робоча;
- аварійна.

Припливна вентиляція забезпечує надходження чистого повітря до приміщення ззовні. Витяжна вентиляція відповідає за видалення забрудненого повітря, при цьому свіже повітря потрапляє всередину крізь отвори, як-от

										Арк.
										86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.10.ВР.000.00 ПЗ					

вікна, двері чи щілини. Припливно-витяжна вентиляція поєднує функції подачі та видалення повітря.

Загальнообмінна вентиляція підтримує необхідний повітряний режим у всій робочій зоні приміщення. Локалізована вентиляція спрямована на усунення або розсіювання шкідливих викидів у місцях їх утворення шляхом подачі чистого повітря. Комбінована вентиляція об'єднує функції загальнообмінної та місцевої систем.

Аварійна вентиляція необхідна на підприємствах із ризиком викиду великої кількості шкідливих речовин або у випадках, коли несправність робочої вентиляції може призвести до небезпечних чи вибухонебезпечних концентрацій у повітрі. Найчастіше аварійна вентиляція реалізується у вигляді витяжної системи.

2. Очищення повітря: абсорбційні, хімічні або електростатичні механізми використовуються для збирання шкідливих частинок і газів.

Організаційні заходи:

- Механізація виробничих процесів: автоматизація, дистанційне керування процесами, пов'язаними з виділенням шкідливих речовин.
- Зменшення кількості використовуваних токсичних речовин шляхом заміни їх менш токсичними замінниками.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ):

- Респіратори та маски-фільтри: для захисту від вдихання повітряних часток.
- Захисний одяг: спеціальний одяг, рукавички, які захищатимуть шкіру від впливу шкідливих речовин.
- Окуляри та щитки: для захисту очей від забруднення та небезпеки.

Контроль за якістю повітря:

Постійне вимірювання концентрації речовин за допомогою газового

									Арк.
									87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.10.BP.000.00 ПЗ



## **.5. Нормативно-правова база**

Законодавче регулювання охорони праці в Україні базується на таких актах:

- Закон України "Про охорону праці" [11];
- ДСН 3.3.6.042-99 "Гігієнічна класифікація праці";
- ГОСТ 12.1.005-88 " Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони ";
- ДБН В.1.1-31:2013 "Захист від небезпечних хімічних впливів".

Загалом можна констатувати, що шкідливі речовини в робочій зоні мають значний вплив на здоров'я працівників. Щоб мінімізувати вплив, слід забезпечити ефективну вентиляцію, здійснювати постійний контроль якості повітря, використовувати засоби індивідуального захисту та дотримуватися нормативних вимог. Це сприяє поліпшенню умов праці, зменшує ймовірність професійних захворювань, підвищує продуктивність праці.

### **Висновки**

1. У ході виконання магістерської кваліфікаційної роботи було розроблено вільновихровий насос СВН 40/34 типу «Seка» з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 8,6 кВт. Робота виконана відповідно до загальноприйнятої методики визначення співвідношень розмірів проточної частини для розрахунку вільновихрових насосів.

2. На основі розрахунків із використанням коефіцієнта швидкохідності визначено геометричні розміри робочого колеса, а також конструкції вільної камери підвідного та відвідного апарату насоса СВН 40/34.

3. Обчислено значення осьової сили, яка спрямована у бік всмоктувального патрубку як результат несиметричного розподілу тиску з різних боків робочого колеса.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розроблено конструкцію радіальних імпелерів для розвантаження осьового зусилля. Завдяки цим елементам осьова сила була повністю розвантажена. Незначне залишкове осьове зусилля можливе лише при нерозрахункових режимах.

5. Радіальна сила, що виникає внаслідок нерівномірності потоку у вільній камері та у відводі, і діє на ротор насоса, становить 417 Н.

6. У роботі виконано кавітаційні розрахунки. Визначено критичний кавітаційний запас, який становить 0,817 м.

7. Розроблено конструкцію сальникового ущільнення. Опціонально насос може комплектуватися торцевим ущільненням. Для мінімізації протікання рідини через сальникове ущільнення використано чотири кільця сальникової набивки із подачею запірної рідини через гідрозатвірне кільце. Механічні втрати на тертя у сальниковому ущільненні склали 82 Вт.

8. Визначено тип та номінальні параметри електродвигуна. Для роботи з високими пусковими струмами обрано асинхронний електродвигун АИР132М2 потужністю 11 кВт і ККД 87%.

9. Проведено розрахунки валу на міцність та визначено реакції в опорах кронштейна:  $R_2 = 696 \text{ Н}$ ,  $R_3 = 375 \text{ Н}$ .

10. Обрано конструкцію шпонкових з'єднань та муфти крутного моменту. У якості шпонок використано призматичні шпонки, а у якості муфти — пружну втулково-пальцеву муфту.

11. Визначено конструктивне виконання підшипників і їхній ресурс роботи. Ліва опора містить шарикопідшипник радіально-упорний однорядний із ресурсом 324 тис. год. Права опора складається з двох однорядних радіальних шарикопідшипників із ресурсом 1,4 млн год.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

12. Виконано розділ з охорони праці, де проаналізовано причини забруднення повітря робочої зони, його вплив на працівників, а також описано комфортні параметри мікроклімату для забезпечення безпечної роботи.

13. Розроблено робочу документацію:

14. Виконано розрахунок параметрів течії за допомогою програмного забезпечення ANSYS.

15. Аналіз інформації та спеціальної літератури дозволив врахувати всі важливі аспекти проєкту. Чисельне дослідження течії у проточній частині насоса дало змогу оптимізувати його конструкцію для досягнення оптимальних показників подачі та напору.

16. Розроблена розрахункова модель та аналіз отриманих результатів чисельного дослідження свідчать про високий рівень ефективності роботи насоса СВН 40/34 при встановлених параметрах.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. International Energy Agency (IEA). "Energy Efficiency 2022." *Global Report*, 2022.
2. ISO 2858- End suction centrifugal pumps (16 bar) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icsuh>
3. Smith, J., & Brown, T. "Vortex Pumps in Wastewater Treatment: Performance and Efficiency." *Journal of Fluid Engineering*, 2020.
4. UNDP Ukraine. "Energy resilience in crisis settings." 2023.
5. ГОСТ 21424-93. Муфти пружні втулково-пальцеві МПВП [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/ijegd>
6. ГОСТ 8338-75 Підшипники кулькові радіальні однорядні. Основні розміри [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icstx>
7. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.
8. Державне агентство з енергоефективності та енергозбереження України. "Програми модернізації енергетичного обладнання." Офіційний вебсайт, 2023.
9. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dnaop.com/html/57226/>
10. Зайцев, П. "Роль насосного обладнання в енергозбереженні." *Енергетика України*, 2021.
11. Закон України "Про охорону праці".
12. Іваненко, О. М., Петренко, В. С., Сидоренко, Ю. В. "Дослідження ефективності вільновихрових насосів у каналізаційних системах." *Вісник водного господарства*, 2021.
13. Каталог електродвигунів АИР [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icstq>

										131.10.BP.000.00 ПЗ	Арк.
											91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

14. 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.
15. 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.
16. Компанія EGGER pumps [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/ijeik>
17. 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. – 201 с.
18. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.
19. Охорона праці. Шкідливі речовини в повітрі робочої зони [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icsty>
20. 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.

					<i>131.10.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 21.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.
- 22.Санітарні норми та правила "Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0525-14>.

					<i>131.10.ВР.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		