

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**«Вільновихровий насос ВВН 20-11,2»**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» (освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”)

**Виконавець роботи**

Муха Андрій Олександрович

*прізвище, ім'я, по батькові*

---

*підпис, дата*

**Науковий керівник**

Герман Віктор Федорович

*прізвище, ім'я, по батькові*

к.т.н., доцент

*науковий ступінь, вчене звання*

---

*підпис, дата*

Суми 2020

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

### ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра

Муха Андрій Олександрович

---

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Вільновихровий насос ВВН 20-11,2»

---

затверджена наказом по університету від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін здавання закінченої роботи 14.06. 2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 11,2 \text{ м}$ , частота обертів  $n = 1450 \text{ об/хв}$ , густина рідини  $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$

---

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): вільновихрові насоси, особливості конструкції, вибір конструктивної схеми насоса; опис конструкції насоса; гідравлічні розрахунки; розрахунки щодо вибору електродвигуна; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників, розділ з охони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу (всього 4 листа ф. А1)

---

---

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів для бакалаврської роботи	24.01 – 26.01. 2020 р.	
2	Переддипломна практика. Охорона праці	27.01 – 23.02. 2020 р.	
2	Обґрунтування і вибір конструктивної схеми насоса	10.02 - 16.02. 2020 р.	
3	Опис конструкції вибраного насоса	17.02 - 20.02.2020 р.	
4	Складання звіту з практики	21.02 – 23.02.2020 р.	
5	Гідравлічні розрахунки	10.04 - 19.04.2020 р.	
6	Вибір двигуна. Вибір кінцевого ущільнення насоса. Теоретичне креслення відводу	20.04 - 30.04.2020 р.	
7	Механічні розрахунки.	01.05 - 17.05.2020 р.	
8	Креслення робочого колеса	18.05 - 21.05.2020 р.	
9	Складальне креслення насоса	22.05 – 07.06.2020 р.	
10	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	08.06 – 14.06.2020 р.	

Дата видачі завдання – 24.01.2020 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_

Герман В. Ф.  
(прізвище, ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 44 сторінки, 14 рисунків,  
11 літературних джерел.

Тема роботи «Вільновихровий насос ВВН 20-11,2».

Графічні матеріали: 4 аркушів формату А1: складальне креслення насоса (аркуші 1, 2), креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу.

Мета роботи – розробка конструкції вільновихрового насоса ВВН 20-11,2».

Об'єкт розробки – вільновихровий насос для перекачування забруднених рідин на параметри: подача  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 11,2 \text{ м}$ .

Відповідно до поставленої мети:

- проведено обґрунтування вибору конструкції насоса вільновихрового типу;
- виконано гідравлічні розрахунки проточної частини, гідравлічних сил;
- обрано кінцеве ущільнення насоса й тип двигуна;
- розрахована працездатність складальних одиниць і деталей насоса: вала, підшипників, шпонкового з'єднання.

У розділі охорони праці виконано аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів проєктованого насосного агрегату й заходи щодо їхнього усунення.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, УЩІЛЬНЕННЯ, ПІДШИПНИКИ, ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ.

## ЗМІСТ

### ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

### РЕФЕРАТ

ВСТУП.....	5
1 ВІЛЬНОВИХРОВІ НАСОСИ. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ Й РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ. СФЕРИ ЗАСТОСУВАННЯ.....	7
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА ВВН 20-11,2.....	10
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	12
3.1 Розрахунок проточної частини насоса.....	12
3.2 Розрахунок осьової сили.....	18
3.3 Розрахунок радіальної сили.....	21
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію.....	21
4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	24
5 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	25
5.1 Розрахунки реакцій в опорах.....	25
5.2 Розрахунки довговічності підшипників.....	27
5.3 Вибір кінцевого ущільнення вала.....	29
5.4 Розрахунки вала на статичну міцність.....	30
5.5 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом.....	33
6 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	35
Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів проектного насосного агрегату й заходи щодо їхнього усунення.....	35
ВИСНОВКИ.....	42
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	43

					<i>6.131.06БР.000.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Муха</i>			<i>Вільновихровий насос ВВН 20-11,2 Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Герман</i>				4	44	
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ, гр. ГМЗ-61с</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Алексеевко</i>						
<i>Затв.</i>								

## ВСТУП

Останнім часом транспортування різних продуктів здійснюється за допомогою насосного встаткування. Вибір того, або іншого типу насоса залежить від виду й властивостей середовища, що перекачується (густини рідини, наявності абразивних часток, хімічного складу й т.п.). Тільки в рідких випадках перекачуванним середовищем є вода або інші чисті рідини. Часто доводиться перекачувати забруднені рідини, рідини із кристалічними частками, суміші й піском, рідини з волокнистими домішками, суспензії високої в'язкості, газорідні емульсії, вугілля, золу, продукти живлення й т.п.

При перекачуванні суспензій у целюлозно-паперовій промисловості корисна потужність насосів починає падати при концентрації маси в 7 %. При перекачуванні кристалічних сумішей основною проблемою є зношування насосів. При перекачуванні газорідних емульсій можливий зрив подачі. При перекачуванні стічних вод основною проблемою є засмічення насосів. Це одні з деяких проблем, з якими зустрічаються при виборі того або іншого типу насоса.

У цей час у вітчизняній і закордонній літературі є відомості про так звані вільновихрові насоси (ВВН) [1], які одержали велике поширення в ряді закордонних країн. ВВН (рис. 1) являють собою прогресивний тип динамічних насосів для перекачування забруднених рідин, гідротранспорту абразивних речовин, гідросумішей, які містять тверді й волокнисті включення, а також газовмістких рідин. Останнім часом вони використовуються в багатьох областях народного господарства.

Основною конструктивною ознакою цих насосів є наявність між колесом і кришкою вільного простору значної ширини. Експлуатація цих насосів при перекачуванні в'язких рідких сумішей показала, що насоси ВВН по ряду показників перевищують працездатність як лопатевих, так і роторних (шестеренних) насосів. Насоси ВВН відрізняються нечутливістю до

закупорки й забезпечують перекачування легкоушкоджуваних продуктів з меншим відсотком ушкодження в порівнянні з лопатевими насосами.



Рисунок 1 – Вільновихровий насос типу “Turo” [1]

Недоліком ВВН є їхня низька економічність, яка залежно від конструктивного типу й розмірів насоса становить 35-58 %. Економічність ВВН становить приблизно 2/3 економічності відцентрового насоса.

Довговічність насосів ВВН у порівнянні зі звичайними відцентровими насосами, що працюють в однакових умовах, приблизно у два рази вище. Тверді включення, що заходять у насос, відкидаються під дією відцентрової сили усередину корпусу й не зустрічаються з лопатями колеса, обходячи його. Інші істотні переваги насосів вільновихрового типу при перекачуванні абразивних середовищ [1]:

- простота конструкції робочого колеса (РК) і корпусу надає можливість покривати їх гумою й застосовувати зносостійкі матеріали;
- надійність роботи;
- порівняно невеликі габарити й вага;
- можливість застосування стандартизованих і уніфікованих вузлів і деталей.

# 1 ВІЛЬНОВИХРОВІ НАСОСИ. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ І РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ. СФЕРИ ЗАСТОСУВАННЯ

Уперше вільновихровий насос [1] типу «Wemco» був виготовлений фірмою «Western Machinery Co» в 1954 році в США. Робоче колесо цього насоса виконане по типу РК гідромуфти. ККД насосів «Wemco» невисокий і становить 30-40 %.

Подальші дослідження з підвищення рівня ККД ВВН привели до схеми «Turo» фірми "Egger" (Швейцарія), у якій РК виконане у вигляді диска із прямими радіальними лопатями (відкритого або закритого на периферії).

Конструкція ВВН типу «Turo» наведена на рисунку 1.1.

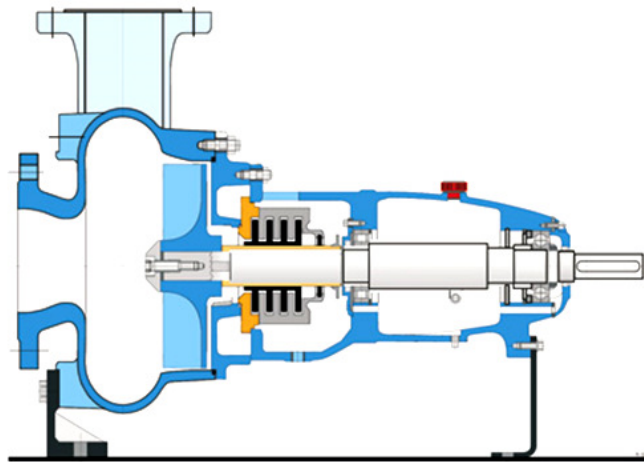


Рисунок 1.1 – Конструкція насоса типу «Turo» [2]

Насос типу «Turo» [2] (див. рис. 1.1) – це насос з утопленим вихровим робочим колесом, який застосовується для перекачування комунальних і промислових стічних вод, різних шламів, розчинів з волокнами будь-якої концентрації, хімічних і кристалічних суспензій, деяких розчинів з великою в'язкістю. Насос забезпечує акуратне перекачування чутливих до руйнування речовин, корозійних рідин і абразивних розчинів.



У даному насосі різка зміна напрямку руху рідини при виході з РК в осьовому напрямку інтенсифікує енергообмін між потоками рідини, що виходить з колеса і надходить у вільну камеру, що дає збільшення напору і ККД (ККД насоса "Туго" досяг рівня 55-56 %).

Схема руху рідини в насосі «Туго» показана на рисунку 1.2.

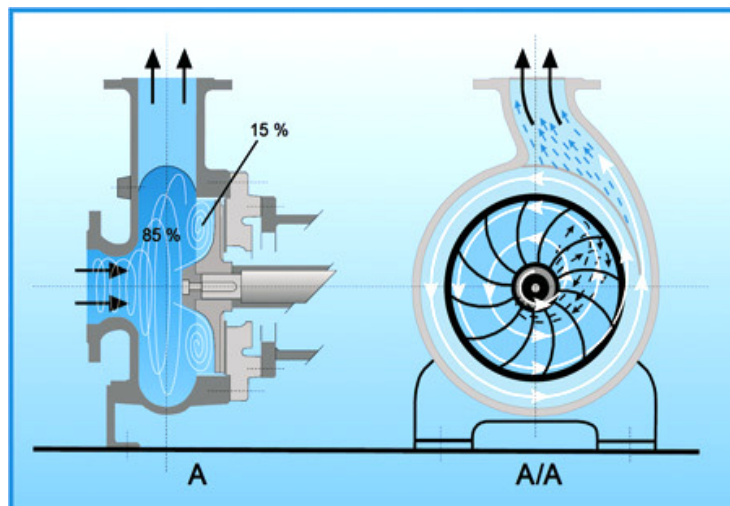


Рисунок 1.2 – Схема руху рідини в насосі «Туго» [2]

Вільновихрові насоси володіють однією особливістю – вони мають перед робочим колесом широку вільну камеру. При роботі ВВН лопаті робочого колеса розкручують масу гідросуміші, що знаходиться в цій камері, утворюючи так званий вільний вихор. Потрапляючи в зону дії вихору, частина матеріалу, що транспортується, отримує обертальний рух і виходить в напірний патрубок, оминаючи робоче колесо, а інша частина матеріалу проходить через робоче колесо.

Таким чином, робоче колесо вільновихрового насоса [3,4] (рис. 1.3) контактує не з усім транспортованим продуктом, а лише з його частиною.



Рисунок 1.3 – Робоче колесо ВВН [3]

Вільновихрові насоси широко застосовуються при необхідності перекачування рідин з великим вмістом твердих і волокнистих включень і газоподібних бульбашок, зокрема, для перекачування побутових і промислових стоків. У цих випадках ВВН забезпечують значно більшу надійність та довговічність роботи в порівнянні з відцентровими насосами традиційних конструкцій, хоча і поступаються їм за ККД.

Максимальний розмір твердих часток обмежений діаметром нагнітального патрубку насоса. Відбувається безпроблемне відкачування суспензій, що складаються з абразивних, корозійних твердих частинок, кристалів або волокнистих елементів, що містяться в рідині, які в інших видах насосів ведуть до закупорювання і намотування волокон на робоче колесо.

Крім того, ВВН набагато простіші у виготовленні, тому що лопаті їх робочих коліс являють собою плоскі пластини, а відводи, як правило, є кільцевими.

## 2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА ВВН 20-11,2

Насос ВВН 20-11,2 (рис. 2.1) - вільновихровий, горизонтальний, консольний з робочим колесом, розташованим в розточці задньої стінки корпусу. Відмітна особливість насоса - наявність вільної камери між колесом і передньою стінкою корпусу.

Базова деталь насоса - корпус з вхідним і напірним патрубками. Вхідний патрубок спрямований горизонтально по осі, напірний - вертикально вгору.

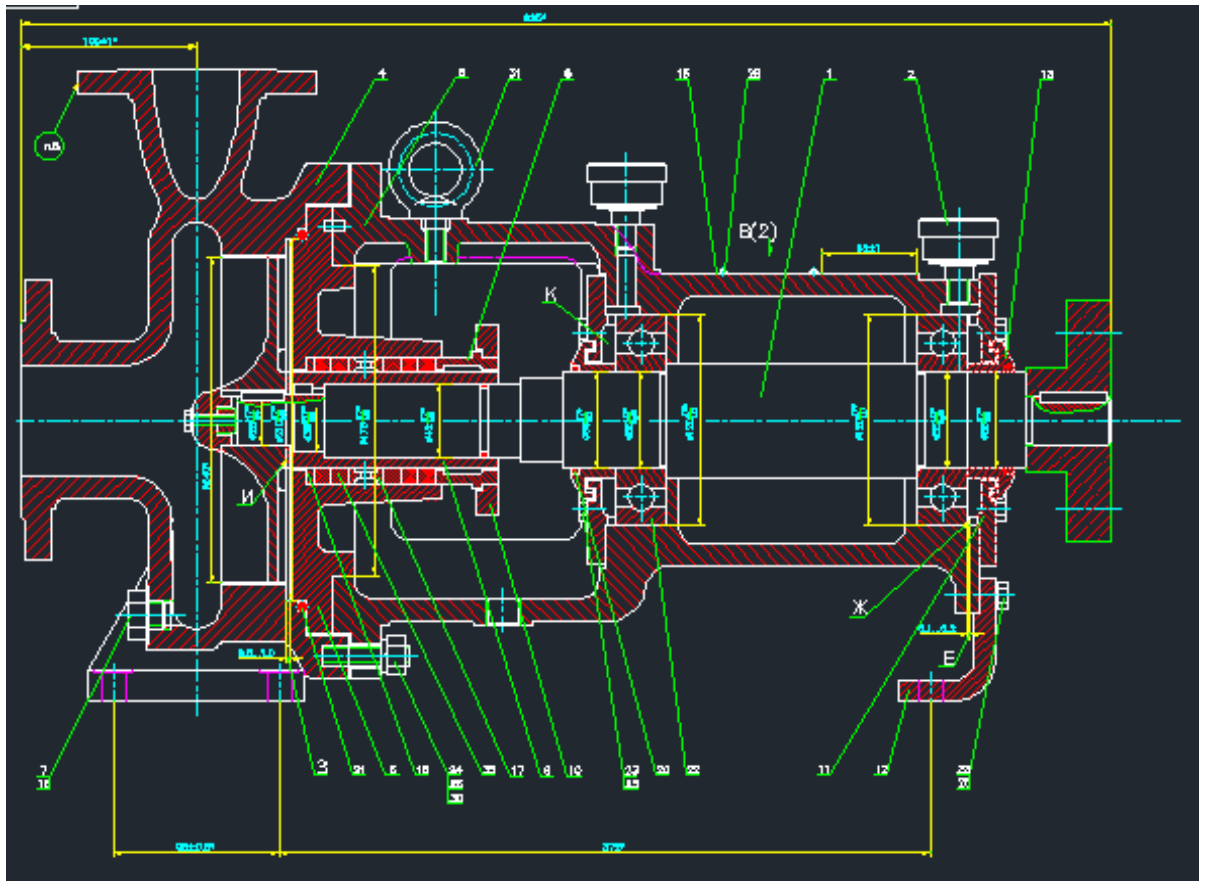


Рисунок 2.10 – Вільновихровий насос 20-11,2

Робоче колесо має прямі радіальні лопаті.

Кінцеве ущільнення насоса сальникового типу з м'якою набивкою.  
Мастило підшипників - консистентне.

Привід насоса від синхронного електродвигуна через сполучну пружну втулково-пальцеву муфту.

Напрямок обертання ротора - за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку кінця приводного вала.

### 3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

#### 3.1 Розрахунок проточної частини насоса

Розрахунок проточної частини ВВН типу "Туро" проводимо за методикою [1]. Геометричні розміри проточної частини насоса показано на рис. 3.1.

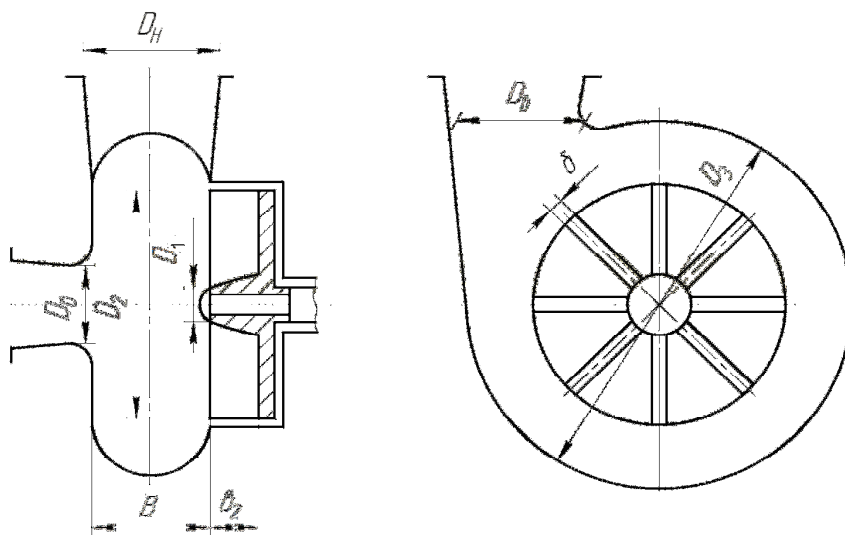


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини ВВН типу "Туро"

**Вихідні дані:** подача  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 11,2 \text{ м}$ ; частота обертання  $n = 1450 \text{ об/хв}$ ; густина рідини  $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$ .

1 Визначаємо коефіцієнт швидкохідності насоса:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}; \quad (3.1)$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{1450 \cdot \sqrt{20/3600}}{11,2^{3/4}} = 63,4.$$

2 На рис. 3.2 знаходимо ККД і відносну ширину вільної камери при

$n_s = 63,4$ :  $\eta = f(n_s)$ ,  $\bar{B} = f(n_s)$ :

$$\eta = 0,45; \bar{B} = 0,11.$$

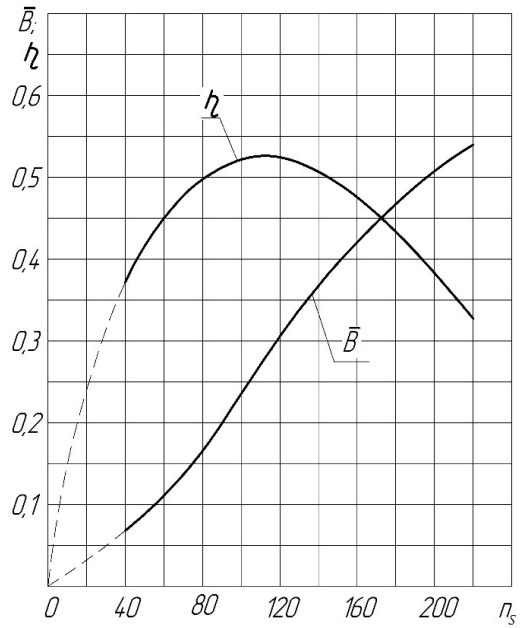


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери  $\bar{B}$  від  $n_s$

3 Задаємося співвідношеннями основних розмірів робочого колеса:

$$\bar{D}_1 = 0,2, \bar{b}_2 = 0,15; z = 10; \bar{\delta} = 0,02.$$

4 На рис. 3.3 знаходимо:

$$F_1 = 0,0191.$$

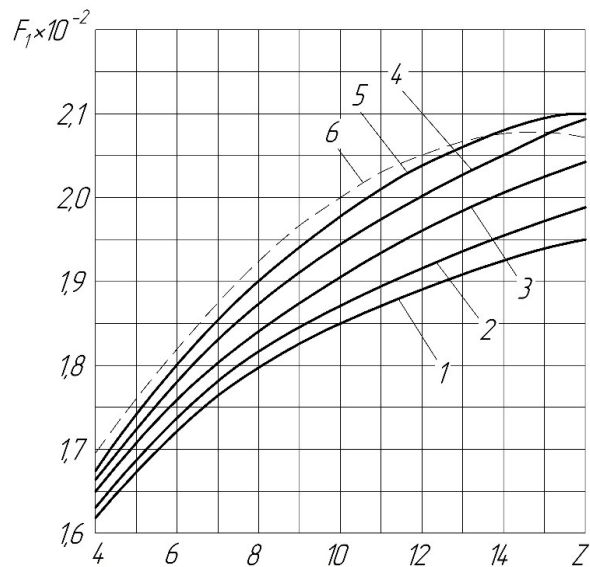


Рисунок 3.3 – Залежність функції  $F_1$  від числа лопатей РК при  $\bar{D}_1 = 0,2$ :

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

$$4 - \bar{\delta} = 0,03; 5 - \bar{\delta} = 0,04; 6 - \bar{\delta} = 0,05$$

5 За рис. 3.4 визначаємо:

$$F_2 = f(\bar{B}/\bar{b}_2) ,$$

$$\text{при } \bar{B}/\bar{b}_2 = 0,11/0,15 = 0,73 ; F_2 = 2,33 .$$

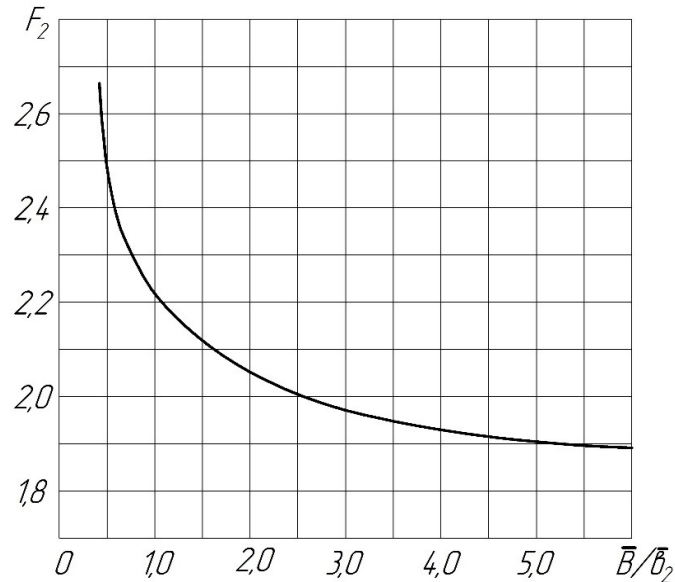


Рисунок 3.4 – Залежність функції  $F_2$  від відношення  $\bar{B}/\bar{b}_2$

6 Розраховуємо діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \sqrt{H} . \quad (3.2)$$

$$A = \left[ \frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} , \quad (3.3)$$

$\eta_{\text{мех}}$  – 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 з графічної залежності (рис. 3.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК  $\bar{D}_1 = 0,2$ ;  $F_2$  – функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення  $\bar{B}/\bar{b}_2$  (рис. 3.4);  $n$  – частота обертів РК, об/хв.

Приймаємо 0,95;

$$A = \left[ \frac{0,95}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45 \cdot 0,0191 \cdot 2,33} \right]^{1/2} = 82,18,$$

тоді

$$D_2 = \frac{82,18}{1450} \cdot \sqrt{11,2} = 0,189 \text{ м} = 189 \text{ мм.}$$

Приймаємо зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2=185$  мм.

7 Обчислюємо абсолютні розміри робочого колеса:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; \quad D_1 = 0,2 \cdot 185 = 37 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \quad b_2 = 0,15 \cdot 185 = 27 \text{ мм};$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2; \quad \delta = 0,02 \cdot 185 = 3,7 \approx 5 \text{ мм.}$$

8 Знаходимо ширину вільної камери:

$$B = 0,11 \cdot 185 = 20,3 \text{ мм.}$$

Перевіряємо ширину вільної камери за формулою В. Соляника [1]:

$$B = \left[ K_B \left( \frac{2\bar{b}_2}{1 + \bar{D}_0} - \bar{\delta} \right) \right] D_2, \quad (3.4)$$

де  $D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса, м;

$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$  – відносна ширина лопаті РК;

$$\bar{b}_2 = \frac{0,027}{0,185} = 0,15.$$

$\bar{D}_0 = \frac{D_0}{D_2}$  – відносний діаметр входу;

$$\bar{D}_0 = \frac{0,065}{0,185} = 0,351.$$

$\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$  – відносна товщина лопаті РК;



$$\bar{\delta} = \frac{0,005}{0,185} = 0,027.$$

$K_B$  – коефіцієнт, що враховує швидкохідність насоса.

Величина  $K_B$  може бути визначена із залежності:

$$K_B = 16,4 \cdot 10^{-3} n_s - 0,422 ; \quad (3.5)$$

$$K_B = 16,4 \cdot 10^{-3} \cdot 63,4 - 0,422 = 0,618.$$

де  $n_s$  – коефіцієнт швидкохідності.

$$B = \left[ 0,618 \cdot \left( \frac{2 \cdot 0,15}{1 + 0,351} - 0,027 \right) \right] \cdot 0,185 = 0,0223 \text{ м} = 22,3 \text{ мм}$$

З урахуванням перевірки і аналізу, приймаємо остаточну ширину вільної камери:  $B = 0,025 \text{ м} = 25 \text{ мм}$ .

9 Приймаємо спіральний відвід, основні геометричні розміри якого такі:

$$D_3 = D_2 + B ; \quad D_3 = 185 + 25 = 210 \text{ мм}.$$

Ширину спіралі приймаємо рівною ширині вільної камери:

$$b_3 = B = 25 \text{ мм} .$$

10 Визначаємо діаметр входу в насос.

Вхідний коефіцієнт швидкості:

$$K_{v_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3} , \quad (3.6)$$

$$K_{v_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (63,4 / 100)^{2/3} = 0,148 - 0,184 .$$

Приймаємо  $K_{v_0} = 0,166$  .

Швидкість у вхідному патрубку

$$V_0 = 0,166 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 11,2} = 2,46 \text{ м/с}.$$

Діаметр входу

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot 20 / 3600 \cdot 3,14 \cdot 2,46} = 0,054 \text{ м.}$$

Приймаємо  $D_0 = 54 \text{ мм.}$

Умова  $D_0 \geq B$  виконується.

Діаметр всмоктувального та напірного патрубків приймаємо у відповідності з ГОСТ 27854 – 88 “Насосы динамические. Ряды основных параметров”:

$$D_{\text{вх}} = 65 \text{ мм; } D_{\text{н}} = 50 \text{ мм.}$$

11 Визначаємо потужність насоса на робочому режимі і підбираємо електродвигун:

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

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 11,2}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,45} = 1,49 \text{ кВт.}$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = \kappa \cdot N, \quad (3.8)$$

де  $\kappa$  – коефіцієнт запасу.

Приймаємо:  $\kappa = 1,25$ .

$$N_{\text{эд}} = 1,25 \cdot 1,49 = 1,86 \text{ кВт.}$$

12 Визначаємо діаметр вала. Мінімальний діаметр вала насоса:

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

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

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

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{1,86}{1450} \cdot \frac{48960}{45 \cdot 10^6}} = 0,012 \text{ м.}$$

Приймаємо  $d_v = 12 \text{ мм.}$

Остаточно розмір вала приймаємо при конструктивній розробці насоса.

### 3.2 Розрахунок осьової сили

Визначення осьового зусилля проводимо за методикою [5].

Результуюче осьове зусилля, що діє на ротор електронасоса, визначається за формулою:

$$F = F_1 - F_1 + F_0 - F_m, \quad (3.10)$$

де  $F_1$ ,  $F_1$ ,  $F_0$ ,  $F_m$  - складові повної осьової сили (рис. 3.5).

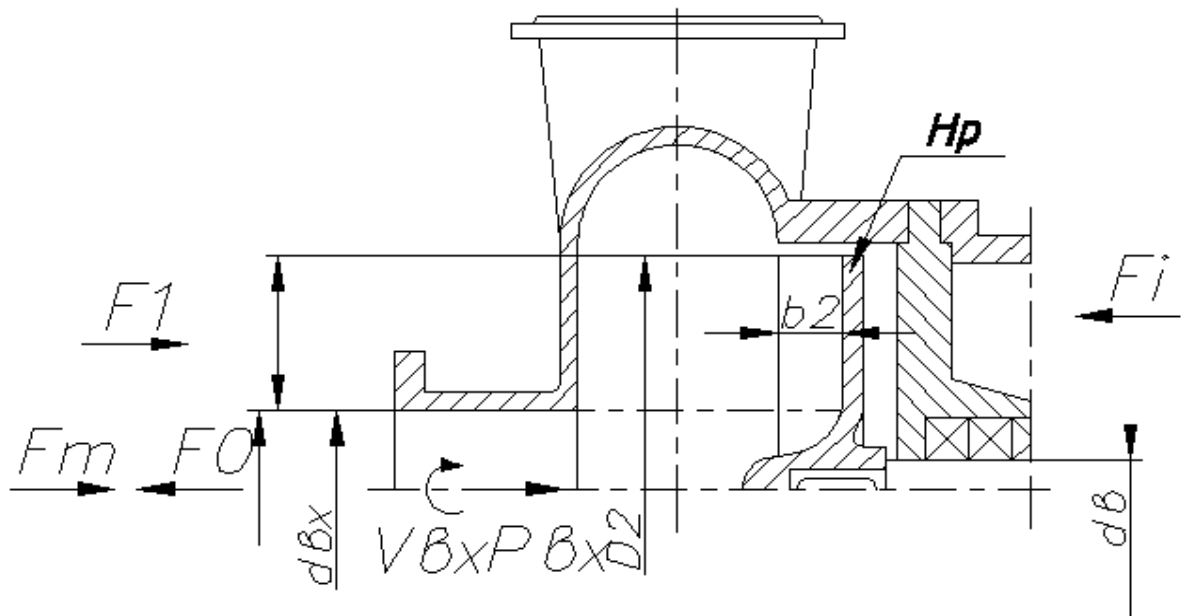


Рисунок 3.5 – Схема дії осьових сил у ВВН

1 Визначимо силу  $F_m$ .

$$F_m = \rho \cdot g \cdot Q \cdot V_{\text{вх}}, \quad (3.11)$$

где -  $V_{\text{вх}}$  - швидкість рідини у всмоктувальному патрубку насоса;

Знайдемо швидкість руху рідини через витрату насоса

$$V_{\text{вх}} = 4Q / \pi \cdot D_o^2 \quad (3.12)$$

$$V_{\text{вх}} = 4 \cdot \frac{20}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,065^2} = 1,68 \text{ м/с.}$$

Тоді

$$F_m = 1100 \cdot 9,81 \cdot 0,0055 \cdot 1,68 = 100 \text{ Н.}$$

2 Сила  $F_1$  визначається за формулою:

$$F_1 = \pi \cdot \rho \cdot g \left[ r_2^2 - r_B^2 \right] \cdot \left\{ H_p - \frac{\Omega^2 \cdot \omega^2}{2g} \cdot \left[ r_2^2 - \frac{r_2^2 + r_B^2}{2} \right] \right\}; \quad (3.13)$$

$$F_1 = 3,14 \cdot 1100 \cdot 9,81 \cdot (0,0925^2 - 0,0275^2) \cdot \left[ 6,86 - \frac{0,452^2 \cdot 151,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \left( 0,0925^2 - \frac{0,0925^2 + 0,0275^2}{2} \right) \right] = 1564 \text{ Н.}$$

де  $r_2 = 0,0925$  м - зовнішній радіус робочого колеса;

$r_B = 0,0275$  м - радіус вала під ущільненням;

$\rho = 1100$  кг/м<sup>3</sup> - густина рідини;

$\omega = 151,7$  1/с – кутова швидкість обертання ротора;

$\Omega = 0,452$  – відношення середньої швидкості обертання рідини в пазусі до швидкості обертання ротора.

Визначаємо п'єзометричний напір електронасоса,  $H_p$ , м за формулою

$$H_p = H \cdot \{ 1 - V_{u_2} / 2 u_2 \} \quad (3.14)$$

де  $U_2$  – колова швидкість,  $U_2 = 14$  м/с;

$V_{u_2}$  - колова складова абсолютної швидкості, м/с:

$$V_{u_2} = 0,775 \cdot U_2 \quad (3.15)$$

$$V_{u_2} = 0,775 \cdot 14 = 10,85 \text{ м/с.}$$

$$H_p = 11,2 \{ 1 - 10,85 / 2 \cdot 14 \} = 6,86 \text{ м.}$$

3 Сила  $F_0$  буде рівна:

$$F_0 = \pi/4 \cdot D_0^2 \cdot P_0, \quad (3.16)$$

де  $P_0 = 2,5$  кгс/см<sup>2</sup> - максимальний тиск у всмоктувальному патрубку.

Тоді:

$$F_0 = 3,14/4 \cdot 0,065^2 \cdot 2,5 \cdot 10^5 = 829 \text{ Н.}$$

4 Силу  $F_1$  визначаємо за формулою

$$F_1 = K \cdot \rho \cdot g \cdot H ( D_2^2 - D_0^2 ), \quad (3.17)$$

де  $K$  - коефіцієнт, який залежить від геометричних розмірів електронасоса

$$K = 0,33 + 0,295 \cdot 10^{-4} \cdot [36 - b_2]^3 - 0,008 z, \quad (3.18)$$

$$K = 0,33 + 0,295 \cdot 10^{-4} \cdot [36 - 27]^3 - 0,008 \cdot 10 = 0,272.$$

Тоді:

$$F_1 = 0,272 \cdot 1100 \cdot 9,81 \cdot 11,2 (0,185^2 - 0,065^2) = 986 \text{ Н.}$$

Результуюча осьова сила, що діє на ротор електронасоса:

$$F = 1564 - 986 + 829 - 100 = 1307 \text{ Н.}$$

Для зменшення величини осьової сили застосовуємо імпеллери.

Зменшення осьової сили від дії лопатей імпеллера визначаємо за формулою [6]:

$$T_L = 3/8 \cdot \rho \cdot g (\pi \cdot D_{2u}^2 / 4 - \pi d_{1u}^2 / 4) \cdot (U_{2u}^2 - U_{1u}^2) / 2g, \quad (3.19)$$

де  $D_{2u} = 0,185$  м - зовнішній діаметр лопатей імпеллера;

$d_{1u} = 0,08$  м - внутрішній діаметр лопатей імпеллера;

$$U_{2u} = \frac{3,14 \cdot 0,185 \cdot 1450}{60} = 14 \text{ м/с;}$$

$U_{2u} = 14$  м/с - колова швидкість на виході з лопаток імпеллера;

$$U_{1u} = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 1450}{60} = 6,07 \text{ м/с;}$$

$U_{1u} = 6,07$  м/с - колова швидкість на вході на лопаті імпеллера.

$$T_L = 3/8 \cdot 1100 \cdot 9,81 \cdot (3,14 \cdot 0,185^2 / 4 - 3,14 \cdot 0,08^2 / 4) \cdot (14^2 - 6,07^2 / 2 \cdot 9,81) = 715 \text{ Н.}$$

Величина осьового зусилля, що сприймається підшипниками насоса, буде дорівнювати:

$$A = F - T_L, \quad (3.20)$$

$$A = 1307 - 715 = 592 \text{ Н.}$$

### 3.3 Розрахунок радіальної сили

Радіальна сила в насосі виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку зі всмоктувальної та напірної сторони робочого колеса.

Для наближеного визначення радіальної сили в ВВН зі спіральним відводом використовуємо формулу, яка застосовується при розрахунку радіальної сили у відцентрових насосах [1]:

$$R = k_R \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right] \rho g H D_2 b_{2Д}, \quad (3.21)$$

де  $R$  – радіальна сила в насосі;  $k_R \approx 0,36$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;  $Q$  – поточне значення подачі;  $b_{2Д}$  – ширина РК на виході, яка включає в себе і товщину його дисків.

Максимальне значення радіальна сила досягає при подачі, приблизно рівній 0. З урахуванням цього, формула (3.21) набуває вигляду:

$$R = k_R \rho g H D_2 b_{2Д}. \quad (3.22)$$

З креслення робочого колеса  $b_{2Д} = 0,033$  м.

Визначаємо радіальну силу:

$$R = 0,36 \cdot 1450 \cdot 9,81 \cdot 11,2 \cdot 0,185 \cdot 0,033 = 350 \text{ Н}.$$

### 3.4 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводимо за рекомендаціями [1]. При розрахунку необхідно визначити значення допустимого кавітаційного запасу  $h_{\text{доп}}$ .

1 За рис. 3.6 при  $Z = 10$  знаходимо кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

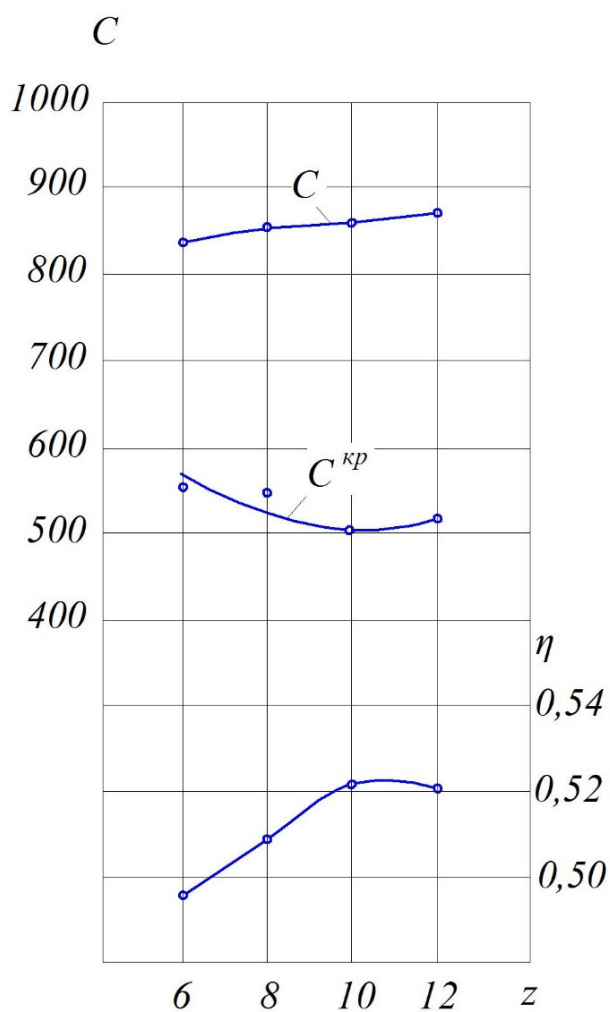


Рисунок 3.6 – Залежність кавітаційних коефіцієнтів швидкохідності  $C$  від  $Z$

При  $Z=10$  коефіцієнт  $C$  дорівнює:

$$C = 860.$$

2 Для визначення мінімального кавітаційного запасу використовуємо формулу С. С. Руднева

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

(3.18)

де  $n$  – частота обертання насоса, об/хв;  $Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с;  $C$  – кавітаційний коефіцієнт швидкохідності, що характеризує кавітаційні якості насоса.

3 Розраховуємо критичний кавітаційний запас:

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left( \frac{1450 \cdot \sqrt{20 / 3600}}{860} \right)^{4/3} = 0,629 \text{ м.}$$

4 Визначаємо допустимий кавітаційний запас за формулою:

$$\Delta h_{доп} = (1,1 - 1,3) \Delta h_{кр} . \quad (3.19)$$

$$\Delta h_{доп} = 1,3 \cdot 0,629 = 0,817 \text{ м.}$$



## 4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \quad (4.1)$$

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 11,2}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,45} = 1,49 \text{ KBm}.$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = k \cdot N, \quad (4.2)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу, який обирають залежно від потужності (1,1-1,3).

$$N_{\text{эд}} = 1,25 \cdot 1,49 = 1,86 \text{ KBт.}$$

За проведеними розрахунками обираємо електродвигун АИР 90 L4 з параметрами [7]:

Потужність – 2,2 KBт;

Напруга – 220/380 В;

Частота обертання (синхронна) – 1500 об/хв.

## 5 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 5.1 Розрахунки реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис. 5.1.

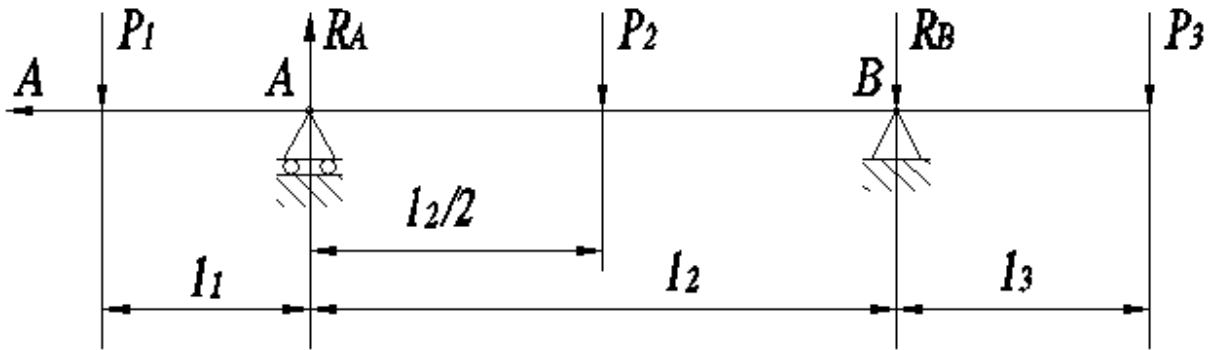


Рисунок 5.1 – Схема навантаження вала

Навантаження  $P_1$  визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} G_{1\phi} + R, \quad (5.1)$$

де  $G_K$  - вага робочого колеса, Н;

$G_{1\phi}$  - вага вала на ділянці  $l_1$ , Н;

$R$  - радіальна сила, Н.

$$G_K = 25 \text{ Н}; \quad G_{1\phi} = 27 \text{ Н}; \quad R = 350 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 25 + \frac{1}{3} \cdot 27 + 350 = 384 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{1}{3} G_{2\phi}, \quad (5.2)$$

де  $G_{26}$  - вага вала на ділянці  $l_2$ , Н;

$$G_{26} = 38 \text{ Н}; \quad P_2 = \frac{1}{3} \cdot 38 = 12,7 \text{ Н.}$$

Навантаження  $P_3$ :

$$P_3 = G_{ПМ} + \frac{1}{3} G_{36}, \quad (5.3)$$

де  $G_{ПМ}$  - вага напівмуфти;  $G_{36}$  - вага вала на ділянці  $l_3$ , Н.

$$G_{ПМ} = 18,6 \text{ Н}; \quad G_{36} = 12 \text{ Н.}$$

$$P_3 = 18,6 + \frac{1}{3} \cdot 12 = 22,6 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій у підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

$R_A$  і  $R_B$  - реакції в опорах А і В.

Розміри вала:  $l_1 = 0,220$  м;  $l_2 = 0,175$  м;  $l_3 = 0,0975$  м.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3 (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (5.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3 (l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2}; \quad (5.5)$$

$$R_B = \frac{384 \cdot 0,22 - 22,6 \cdot (0,175 + 0,0975) - 12,7 \cdot \frac{0,175}{2}}{0,175} = 442 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1 (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (5.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} ; \quad (5.7)$$

$$R_A = \frac{12,7 \cdot 0,175 / 2 + 384 \cdot (0,22 + 0,175) - 22,6 \cdot 0,0975}{0,175} = 862 \text{ Н.}$$

## 5.2 Розрахунки довговічності підшипників

В опорах А і В установлені однакові шарикопідшипники. По діаметру вала  $d$  мм вибираємо підшипник кульковий однорядний радіальний середньої серії 311 ГОСТ 8338-75.

Статична вантажопідйомність

$$C = 41790 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 54940 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьове й радіальне навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [9]:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3, \quad (5.8)$$

де  $C$  – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

$P$  – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (XVFr + YFa) \cdot K_T K_\delta. \quad (5.9)$$

За умовами роботи підшипника ухвалюємо: коефіцієнт безпеки  $K_\delta = 1,2$ ; температурний коефіцієнт  $K_T = 1,0$ ; коефіцієнт обертання  $V = 1$ .

Радіальна й осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 862H ; \quad Fa = A = T = 592H .$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{Fa}{VFr} = \frac{592}{1 \cdot 862} = 0,69 .$$

Визначаємо відношення

$$\frac{Fa}{C_o} = \frac{592}{41790} = 0,014 .$$

При цьому  $e = 0,19$ .

Т.к.  $Fa/V \cdot Fr > e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 0,56$ .

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y$ :

$$Y = 2,3 .$$

Динамічне навантаження

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 862 + 2,3 \cdot 592) \cdot 1 \cdot 1,2 = 2214H .$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left( \frac{54940}{2214} \right)^3 = 175500 \text{ год.}$$

### 5.3 Вибір кінцевого ущільнення вала

Для розробленої конструкції насоса як кінцевого ущільнення вала застосоване чепцеве ущільнення (рис. 5.2) [6].

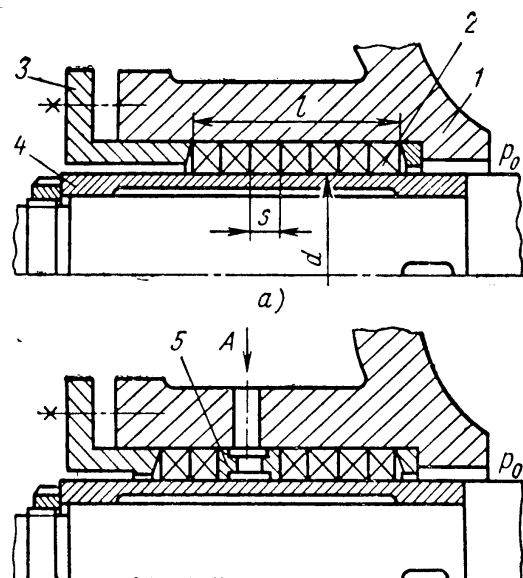


Рисунок 5.2 – Схема сальникового ущільнення

Ці ущільнення найпоширеніші через просте конструктивне виконання й обслуговування. Для надійної роботи насоса, що перекачує забруднені рідини, необхідно забезпечити підпір на вході в насос. З метою захисту сальникового ущільнення від зношування у вузол ущільнення необхідно подавати затворну рідину під тиском, що перевищують тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. У якості затворної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40°C. Витрата води, що подається в сальник, приблизно 0,2 м<sup>3</sup>/год.

По рекомендаціях [6] товщина кільця набивання рівна

$$S = \sqrt{d},$$

(5.10)

де  $d$  – діаметр вала в місці набивання сальника, мм ( $d = 55$  мм);

$$S = \sqrt{55} = 7,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 10$  мм.

Довжина сальникового ущільнення рівна:

$$L = i \cdot s, \quad (5.11)$$

де  $i$  - кількість кілець набивання, шт. ( $i = 5$ );

$s$  - товщина кільця набивання, мм.

$$L = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Відповідно до ГОСТ 5152-84 вибираємо сальникове набивання з одношаровим обплітанням АГИ 10x10.

#### 5.4 Розрахунки вала на статичну міцність

Розрахунки проводимо за методикою [8]. Для визначення напруг у перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

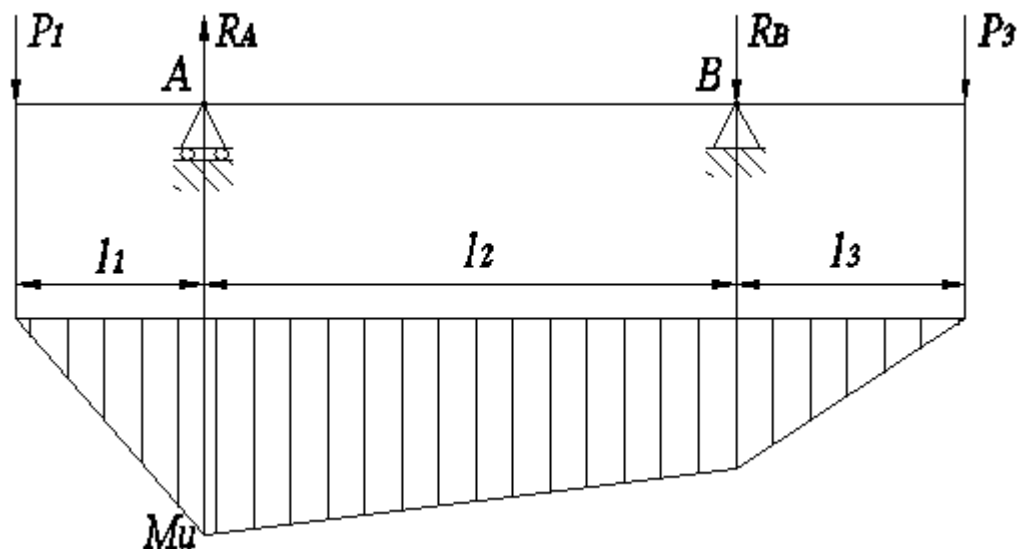


Рисунок 5.3 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перетині А

$$M_{II} = P_1 \cdot l_1, \quad (5.12)$$

$$P_1 = 350 \text{ Н}; \quad l_1 = 0,220 \text{ м};$$

$$M_{II} = 350 \cdot 0,220 = 77 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (5.13)$$

де N – потужність насоса; N = 1,49 кВт .

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{1,49}{1450} = 9,81 \text{ Нм}.$$

Момент опору перетину вала в точці А:

$$W_{II} = 0,1d^3, \quad (5.14)$$

де d = 55 – діаметр вала під підшипником.

$$W_{II} = 0,1 \cdot 0,055^3 = 16,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крутінню

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (5.15)$$

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,055^3 = 33,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{II}}, \quad (5.16)$$



$$\sigma_H = \frac{77}{16,6 \cdot 10^{-6}} = 4,64 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,64 \text{ МПа.}$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (5.17)$$

$$\tau_{KP} = \frac{9,81}{33,2 \cdot 10^{-6}} = 0,295 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,295 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau_{KP}^2}, \quad (5.18)$$

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{4,64^2 + 3 \cdot 0,295^2} = 4,67 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 45;

Границя текучості  $\sigma_T = 350 \text{ МПа.}$

Запас міцності по границі текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ЭКВ}}, \quad (5.19)$$

$$n_T = \frac{350}{4,67} = 75.$$

Умова міцності виконується.

## 5.5 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунків:

Матеріал вала – Сталь 45.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 350$  МПа.

Матеріал шпонки – сталь 45.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 350$  МПа.

Матеріал колеса – 20х13л.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 412$  МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9,81 \text{ Нм.}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм.

$$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 24.$$

При розрахунках шпонкового з'єднання вала з колесом визначальним є напруга зминання

$$\sigma_{CM} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (5.20)$$

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки;

$t_1$  - глибина паза вала;

$h$  – висота шпонки;

$d$  - діаметр вала.

$$d = 28 \text{ мм}; \quad l_p = l - e = 24 - 8 = 16 \text{ мм}; \quad t_1 = 4 \text{ мм}; \quad h = 7 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 9,81}{0,028 \cdot 0,016 \cdot (0,007 - 0,004)} = 14,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14,6 \text{ МПа.}$$

Допустиму напругу на змінання обчислюємо для матеріалу вала, що має найнижчу границю текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{cm}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}. \quad (5.21)$$

Для матеріалу вала

$$[\sigma_{cm}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}].$$

Умова міцності на змінання виконується.

## 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

### Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів

#### проектованого насосного агрегату й заходи щодо їхнього усунення

*Охорона праці* – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я й працездатності людини в процесі роботи. Завдання охорони праці - звести до мінімуму ймовірність поразки або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності роботи. Поліпшення умов роботи, підвищення безпеки впливає на продуктивність праці і якість продукції, що випускається, а в остаточному підсумку на її собівартість.

#### Технічна характеристика насоса:

Проектований насосний агрегат ВВН 20-11,2

Подача, м <sup>3</sup> /з	20
Напір, м	11,2
Частота обертання, об/хв	1450
Робоче середовище	забруднена рідина

При роботі й обслуговуванні даного насосного агрегату небезпечними й шкідливими виробничими факторами відповідно до ГОСТУ 12.0.003-74 [10] можуть бути:

- поразка електричним струмом;
- обертаючі елементи сполучної муфти;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;

- підвищена (більше 45° С) температура поверхонь.

Джерела небезпеки:

- електричний струм, який подається для живлення двигуна ВВН ;
- сполучна муфта;
- шум і вібрація, які виникають при роботі насоса;
- нагріті поверхні агрегату.

## **1 Поразка електричним струмом**

Основними джерелами поразки електричним струмом при експлуатації й обслуговуванні агрегату ВВН 20-11,2 є випадковий дотик до струмопровідних частин, які перебувають у цей момент під напругою; несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робітника зі струмопровідними частинами; поява напруги на металевих частинах виробничого встаткування, останнє спостерігається в результаті ушкодження ізоляції токопровідних частин електроустаткування; контакт металевого встаткування із проводом, який перебуває під напругою. Джерело небезпеки може виникнути в результаті ушкодження ізоляції приєднувальних проводів, якщо під напругою виявляються металеві струмоведучі частини насоса.

Вимоги по електробезпеці регламентовані ГОСТ 12.1.030-81. Захисне заземлення й занулення повинне забезпечувати захист людей від поразки електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть виявитися під напругою. Захисному заземленню й зануленню підлягають металеві частини насоса, електроустановок, доступні для дотику людини. Для забезпечення електробезпеки повинні ухвалюватися окремі або в об'єднанні один з одним наступні технічні засоби: металеві струмоведучі частини електродвигуна й

електроустаткування повинні бути заземлені відповідно до ГОСТ 12.1.030-81;

захисне заземлення виконується електричним з'єднанням металевих частин електроустановок із землею або її еквівалентом. Струмоведучі частини надійно ізолювані.

Для забезпечення захисту від випадкового дотику до струмопровідних частин агрегату, який проектується необхідно застосовувати:

- захисні огороження;
- ізоляцію струмоведучих частин;
- захисні відключення;
- засоби індивідуального захисту й попереджувальні пристосування;
- захисне заземлення (при ушкодженні ізоляції),
- занулення,
- вирівнювання потенціалів,
- блокування,
- попереджувальну сигналізацію.

## **2 Небезпека одержання опіку при контакті людини з гарячими поверхнями**

При роботі вільновихрового насоса ВВН 20-11,2 на гарячих рідинах з  $t > 45^{\circ}\text{C}$  необхідно передбачати пристрої, щоб уникнути опіків людей при дотику до корпусу насоса.

Температура поверхонь насоса повинна бути не вище  $45^{\circ}\text{C}$ .

Поверхні даного насоса й трубопроводів, температура яких перевищує  $45^{\circ}\text{C}$ , повинні бути ізолювані теплоізоляцією на місці експлуатації або огорожені.

## **3 Небезпека контакту з деталями, які обертаються**

Механізмами, які обертаються в насосному агрегаті ВВН 20-11,2, є вали електричного двигуна й насоса, а також муфта, яка з'єднує два вали. Муфта, яка з'єднує вали насоса й двигуна, повинна мати надійно закріплене захисне огороження червоного кольору, яке виключає можливість дотику людини до деталей, які обертаються.

У насосному агрегаті АВВН 20-11,2 установлено дане захисне огороження, яке надійно забезпечує безпечну роботу агрегату й виключає будь-яку можливість дотику людини до обертових деталей.

#### **4 Шум при експлуатації насоса**

Захист від виробничого шуму має велике значення. Шум на виробництві приводить до великих економічних і соціальних втрат. Шум несприятливо впливає на організм людини, викликає психічні й фізіологічні порушення, які знижують працездатність і створюють передумови для загальних і професійних захворювань, а також виробничого травматизму. У процесі роботи насоса шум створюється при обертанні ротора насоса й при обертанні вала електродвигуна.

Відповідно до ГОСТ 12.1.003-83 рівень шуму не повинен перевищувати 80 Дба. При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності, залежно від ступеня його навантаження і якості виготовлення вузлів, а також від типу й конструкції насоса. У проектованому агрегаті передбачуваний рівень шуму в межах 80 Дба (корегований рівень звукової потужності).

Зони експлуатації насосного агрегату ВВН 20-11,2 повинні бути позначені знаками небезпеки. Працюючих у даній зоні повинні забезпечуватися засобами індивідуального захисту. Для зменшення шуму агрегат повинен експлуатуватися на оптимальних режимах згідно з технічними умовами.

## 5 Пожежонебезпека при експлуатації насоса

При експлуатації й обслуговуванні насосного агрегату ВВН 20-11,2 основними джерелами виникнення пожежі можуть бути:

- 1) джерела запалювання, пов'язані з електричним проведенням насоса;
- 2) перевантаження мереж.

Дія пожежі на людину може викликати наслідки: опіки, отруєння димом.

Протипожежні вимоги регламентовані ГОСТ 12.1.004-91. Пожежна безпека повинна забезпечуватися системою попередження пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно-технічними заходами.

Пожежна безпека об'єкта і його складових частин повинна забезпечуватися як при експлуатації, так і у випадку реконструкції.

Заходи щодо боротьби з пожежею:

1) застосування електроустаткування у відповідній пожежній і вибухонебезпечній зоні згідно з вимогами правил пристрою електроустаткування;

2) дотримання правил пожежної безпеки.

Протипожежний захист повинен забезпечуватися:

- застосуванням засобів пожежогасіння;

- застосуванням автоматичних установок пожежної сигналізації й пожежогасіння;

- застосуванням засобів індивідуального й колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.



У виробничих приміщеннях застосовуються головним чином вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електронного встаткування, діелектричні властивості вуглекислого газу дозволяють використовувати ці вогнегасники навіть у тому випадку, коли не вдається знеструмити електроустановку.

### **6 Загальні заходи безпеки при експлуатації ВВН 20-11,2**

При будівництві, розширенні, технічному переоснащенні модернізації, реконструкції об'єктів, де використовується насосний агрегат, для розробки проекту прив'язки встаткування до промислових площ повинна залучатися проектна організація замовника відповідно до вимог діючих стандартів, норм і правил, а також паспорт на агрегат і загальних ергономічних вимог за ГОСТ 12.2.049-80.

Відстань від стін і іншого встаткування повинна відповідати діючим нормам. При пуску й експлуатації біля агрегату не повинні перебувати сторонні предмети, які заважають нормальному його обслуговуванню.

Загальні вимоги безпеки повинні відповідати ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ 12.1.005-88 і "Правилам устрою електроустановок". Вимоги безпеки при виробництві вантажно-розвантажувальних робіт відповідно до ГОСТ 12.3.009-76 і ГОСТ 12.3.020-80. При транспортуванні, монтажі й ремонті стропування агрегату необхідно виконувати за місця й по схемах, які зазначені в паспорті.

Агрегат повинен бути заземлений відповідно до ГОСТ 12.1.030-81.

Поверхні насосів і трубопроводів, температура яких перевищує 45<sup>0</sup>С, повинні бути ізолювані теплоізоляцією на місці експлуатації або огорожені.

Виконання ремонту й підтягування різьбових деталей на працюючому насосі не допускається.

Перед ремонтом повинні бути закриті запірні пристрої на трубопроводах, двигун повинен бути відключений від мережі.

Ремонт насоса повинен виконуватися після його охолодження й спорожнювання. При монтажі й експлуатації насосного агрегату повинні бути виконані заходи, які забезпечують на робочому місці рівень шуму не більше 80 Дба.

Вимоги безпеки, методи оцінки й виміру повинні проводитися відповідно до ГОСТ 12.1.050-86.

Періодичність контролю рівня шуму на місці установки насосного агрегату відповідно до ГОСТ 12.1,003-83.

Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися з використанням індивідуальних засобів захисту органів слуху відповідно до ГОСТ 12,4.051-87 протягом не більше 15 хвилин у зміну (8 годин). Решта часу обслуговуючий персонал повинен перебувати в приміщенні, яке задовольняє вимогам ГОСТ 12.1.003-83 і ГОСТ 12.1.012-90.

Мікроклімат у непостійній робочій зоні в холодний і теплий періоди року при обслуговуванні агрегату повинен відповідати категорії робіт з вантажем й при проведенні ремонтних робіт відповідно до ГОСТ 12.1.005-88.

Категорія вібрації - 3: тип "а" відповідно до ГОСТ 12.1.012-90.

Приміщення, у якому встановлений насосний агрегат, повинне бути обладнане знаками безпеки відповідно до ГОСТ 12.4.026-76.

Вимоги безпеки двигуна згідно з технічною документацією на його поставку. Виконання перерахованих вище заходів забезпечує відповідність агрегату вимогам нормативної документації.

## ВИСНОВКИ

У бакалаврській роботі розроблений вільновихровий насос для перекачування забруднених рідин на параметри: подача  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 11,2 \text{ м}$ .

Наведені особливості конструкції вільновихрового насоса типу Turo.

Наведено опис конструкції.

Виконані гідравлічні розрахунки проточної частини насоса й гідравлічних сил.

Обрані кінцеве ущільнення й тип двигуна.

Визначена працездатність складальних одиниць і деталей насоса: вала, підшипників, шпонкового з'єднання.

У розділі охорони праці викладено аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів проєктованого насосного агрегату й заходи щодо їхнього усунення.

Розроблений насос забезпечує надійність роботи при перекачуванні забруднених рідин з волокнистими включеннями.

Графічні матеріали: 4 аркуші формату А1.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Герман В. Ф. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; под общ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
2. СВН серии Т [Электронный ресурс] – Режим доступа к ресурсу: [http://www.flowex.com.ua/index.php?option=com\\_content&view=article&id=88:vikhrevye-nasosy-serii-t&catid=29:egger&Itemid=64](http://www.flowex.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=88:vikhrevye-nasosy-serii-t&catid=29:egger&Itemid=64).
3. Вихревые насосы серии Т [Электронный ресурс] – Режим доступа к ресурсу: <http://www.flowex.com.ua/index.php/vikhrevye-nasosy-serii-t>
4. Химический насос. Тип Egger [Электронный ресурс] – Режим доступа к ресурсу: <https://belayacerkov.flagma.ua/himicheskiy-nasos-tip-egger-e-eo-eos-shlam-i-o1452745.html>
5. Анализ осевого напора, действующего на ротор насоса свободного течения. Перевод статьи Grychowski I, Gontarczuk Z. из журнала Zcszytu naukowe politechnika staska, 1978, № 532.
6. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. Теория, расчёт и конструирование. М., “Машиностроение” 1977. – 288 с.
7. Электродвигатель АИР 90 L4 [Электронный ресурс] – Режим доступа к ресурсу: <https://systemax.com.ua/p22659481-elektrodvigatel-air90l4-air.html>.
8. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
9. Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л. Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
10. ГОСТ12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

11. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.