

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

### «Відцентровий насос типу К 100-32»

зі спеціальності 6.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та  
гідропневмоавтоматика”

**Виконавець роботи**

Приходченко Єгор Ігорович

*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 6.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

### ЗАВДАННЯ

#### на кваліфікаційну роботу бакалавра

Приходченко Єгор Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Відцентровий насос типу К 100-32»

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

2. Термін здавання закінченої роботи 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 32 \text{ м}$ , частота обертів  $n = 1470 \text{ об/хв}$ , густина рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

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

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

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів для бакалаврської роботи	08.02 – 09.02.2020 р.	
2	Переддипломна практика. Охорона праці	10.02 – 08.03.2020 р.	
3	Обґрунтування і вибір конструктивної схеми насоса	11.02 - 16.02.2020 р.	
4	Опис конструкції вибраного насоса	17.02 - 19.02.2020 р.	
5	Гідравлічні розрахунки. Економічне питання	22.02 - 26.02.2020 р.	
6	Складання звіту з практики	27.02– 01.03.2020 р.	
7	Вибір двигуна. Вибір кінцевого ущільнення насоса	20.04 - 30.04.2020 р.	
8	Механічні розрахунки. Монтажне креслення агрегату	01.05 - 10.05.2020 р.	
9	Теоретичне креслення відводу. Креслення робочого колеса	11.05 - 17.05.2020 р.	
10	Складальне креслення насоса	18.05 – 31.05.2020 р.	
11	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	01.06 – 16.06.2020 р.	

Дата видачі завдання – 07.02.2020 р.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_

Герман В. Ф.

(прізвище, ініціали)

## Реферат

Пояснювальна записка: 41 с., 5 рисунків, 1 таблиця,  
11 літературних джерел.

Тема бакалаврської роботи – «Відцентровий насос типу К 100-32».

Графічні матеріали: 4 аркуші формату А1: монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення робочого колеса.

Мета роботи – розроблення відцентрового горизонтального насоса загальнопромислового призначення на параметри: подача  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 32 \text{ м}$ .

Відповідно до поставленої мети:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- обрано тип кінцевого ущільнення;
- підібрано двигун насоса;
- визначена працездатність складальних одиниць і деталей насоса (вала, підшипників, шпонкового з'єднання).

В економічній частині описана організація технічного обслуговування й ремонту насоса.

У розділі охорони праці дана оцінка обстановки на території міста у випадку виникнення надзвичайної ситуації.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, УЩІЛЬНЕННЯ, ПІДШИПНИК, МІЦНІСТЬ.

## Зміст

Завдання	
Реферат	
Вступ.....	5
1 Опис конструкції насоса.....	7
2 Обґрунтування вибору конструкції насоса .....	10
3 Гідравлічні розрахунки.....	12
3.1 Визначення основних розрахункових даних .....	12
3.2 Вибір моделі робочого колеса й розрахунки зовнішнього діаметра (модельні розрахунки робочого колеса).....	12
3.3 Розрахунки насоса на кавітацію.....	14
3.4 Визначення осьової сили, яка діє на насос.....	17
3.5 Визначення радіальної сили.....	20
3.6 Вибір кінцевих ущільнень вала.....	21
4 Розрахунки на вибір двигуна.....	23
4.1 Вибір двигуна.....	23
5 Визначення працездатності складальних одиниць і деталей насоса.....	24
5.1 Розрахунки реакцій в опорах вала.....	24
5.2 Розрахунки довговічності підшипників.....	27
5.3 Розрахунки вала на статичну міцність.....	29
5.4 Розрахунки шпонкових з'єднань.....	31
6 Економічна частина.....	34
Організація обслуговування й ремонту насоса.....	34
7 Охорона праці.....	43
Оцінка обстановки на території міста у випадку виникнення надзвичайної ситуації.....	54
Висновки .....	59
Список літератури.....	60

					<i>6.05050205.06БР.000.00 ПЗ</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Агрегат насосний АК 100-32</i>  <i>Пояснювальна записка</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Приходченко</i>						4	41
<i>Пров.</i>	<i>Герман</i>					<i>СумДУ, гр. ГМз-51с</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Алексєнко</i>							
<i>Уте.</i>								

## Вступ

Насоси являють собою гідравлічні машини, призначені для переміщення рідин під напором. Перетворюючи механічну енергію приводного двигуна в гідравлічну енергію рідини, яка рухається, насоси піднімають рідину на певну висоту, подають її на відстань у горизонтальній площині або змушують циркулювати в якій-небудь замкненій системі.

Найпоширенішим типом насосів є лопатеві насоси, які відносяться до класу динамічних машин. У динамічних насосах рідина рухається в результаті силової взаємодії її з лопатями робочого колеса. Відцентрові насоси відносяться до лопатевих (динамічних) насосів. Схема відцентрового насоса наведена на рис. 1 [7].

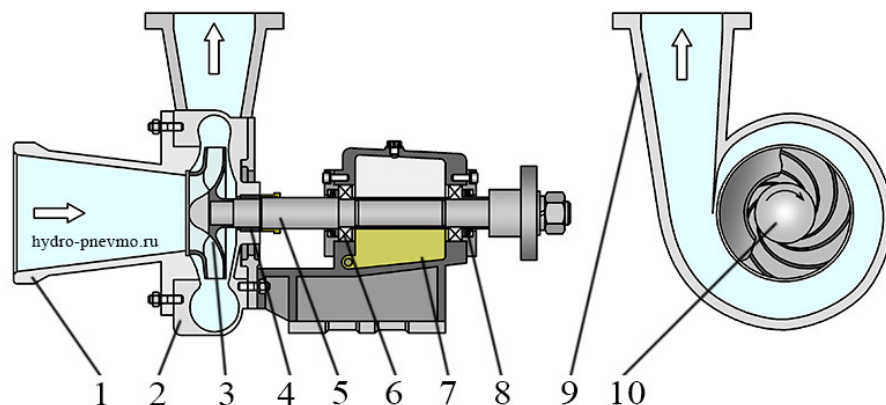


Рисунок 1 – Схема відцентрового насоса: 1-вхідний патрубок; 2- спіральний відвід; 3- робоче; 4-ущільнення робочої камери; 5-вал; 6- підшипник; 7-порожнина змащування підшипників; 8- манжета; 9- дифузор; 10- гайка- обтікач

Відцентрові насоси є найпоширенішим видом лопатевих насосів. Ці насоси використовуються в багатьох областях народного господарства не тільки для перекачування води, але й для подачі забруднених і агресивних середовищ, нафти й нафтопродуктів, харчових продуктів, зріджених газів, рідких металів і ін. Насоси загальнопромислового призначення

використовуються тільки для перекачування води й рідин, які мають подібні з водою властивості.

Залежно від необхідних параметрів, призначення й умов роботи в теперішній час розроблена велика кількість різноманітних конструкцій відцентрових насосів. По кількості робочих коліс розрізняють одноступінчасті й багатоступінчасті насоси. У багатоступінчастих насосах рідина проходить послідовно через ряд робочих коліс, закріплених на загальному валу. Створюваний таким насосом напір рівняється сумі напорів, які створюються кожним колесом.

По способу підведення рідини до робочого колеса розрізняють насоси з однобічним підведенням і насоси із двостороннім підведенням або так звані відцентрові насоси двостороннього входу типу Д.

Найбільш прості по конструкції консольні насоси типу К и КМ. Насоси мають невеликі габарити й металоємність, основні деталі таких насосів виготовляють із сірого чавуну й вуглецевої сталі. Ці насоси можуть застосовуватися для перекачування води й інших рідин з температурою до 105°C. По виду ущільнення вала насоси бувають двох виконань: із сальниковими й торцевими ущільненнями.

# 1 Опис конструкції насоса

Насос типу К 100-32 (рис.1.1) - відцентровий, консольний, горизонтальний, з осьовим підведенням перекачуваної рідини.

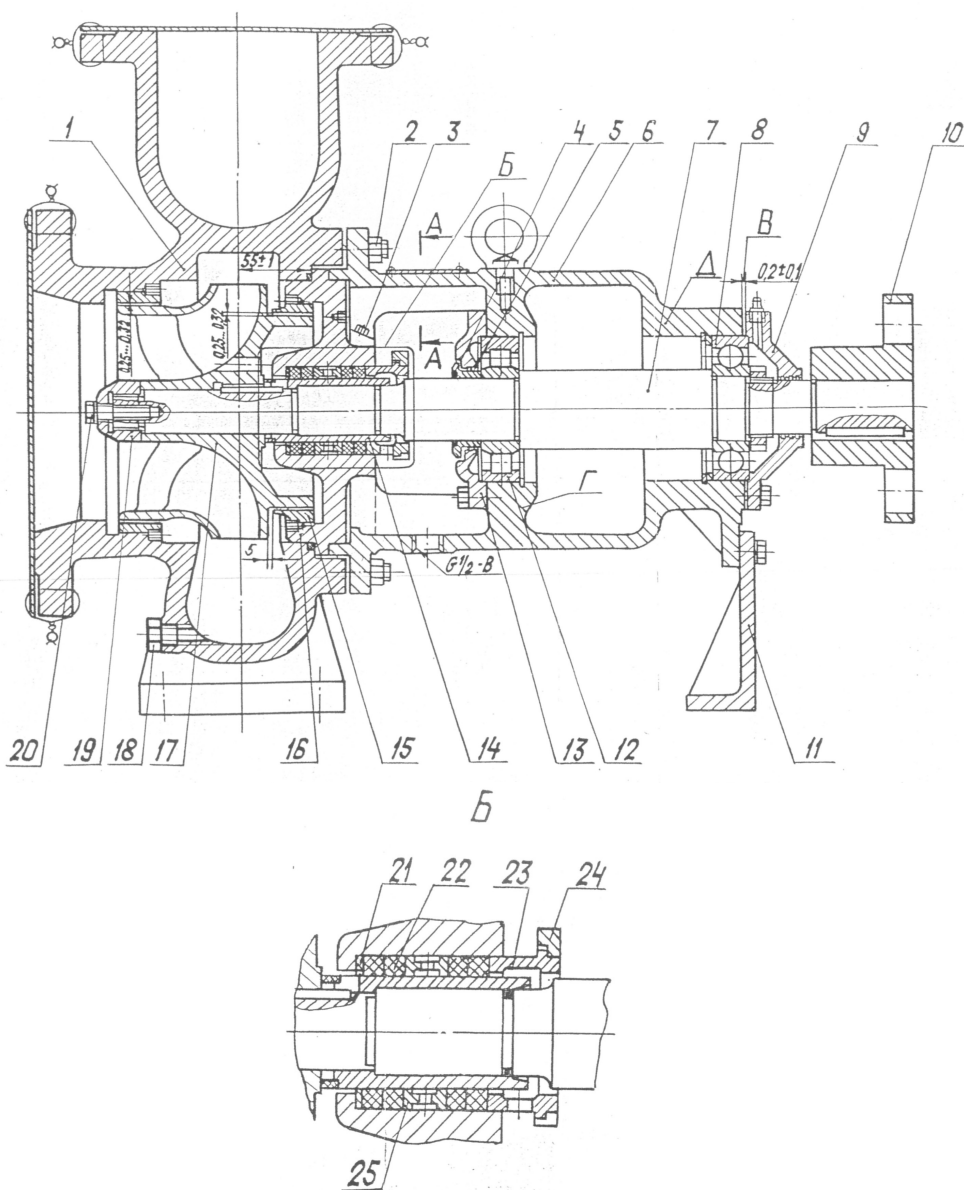


Рисунок 1.1 – Насос типу К 100-32:

- |                  |                       |                 |
|------------------|-----------------------|-----------------|
| 1 – корпус,      | 11 – стійка,          | 21 – кільце,    |
| 2 – гайка,       | 12 – підшипник,       | 22 – сальникове |
| 3 – пробка,      | 13 – кришка,          | ущільнення,     |
| 4 – кільце,      | 14 – захисна гільза,  | 23 – втулка,    |
| 5 – відбійник,   | 15 – кільце щілинне,  | 24 – фланець    |
| 6 – кронштейн,   | 16 – корпус сальника, | притискної,     |
| 7 – вал,         | 17 – робоче колесо,   | 25 – кільце     |
| 8 – підшипник,   | 18 – пробка,          | гідрозатворне   |
| 9 – кришка,      | 19 – гайка,           |                 |
| 10 – напівмуфта, | 20 – болт,            |                 |



Насоси типу К призначені для перекачування води й рідин, які мають подібні з водою властивості по в'язкості й хімічній активності, для експлуатації у вибухонебезпечних і вогненебезпечних установках і приміщеннях, а також на об'єктах, розташованих у житловій зоні без додаткової шумоізоляції.

Базовою деталлю насоса є литий корпус, який має спіральний відвід, напірний патрубок якого спрямований вертикально нагору. Опорні лабети насоса розташовані в нижній частині корпусу.

Основними складальними одиницями насоса є корпус 1 і виймальна частина. Виймальна частина являє собою самостійну складальну одиницю, яка дозволяє виконувати її ремонт, не від'єднуючи корпус насоса від підводного й відвідного патрубків.

До складу виймальної частини входять: кронштейн 6, корпус сальника 16, робоче колесо 17, вал 7, напівмуфта насоса 10, ущільнення вала й кріпильні вироби.

Для запобігання виходу середовища, яке перекачується, встановлено кінцеве ущільнення сальникового типу.

Притиснення ущільнення 22 у процесі експлуатації здійснюється за допомогою втулки 23, яка складається із двох половин і притискного фланця 24. Кільце 21 запобігає витисненню набивання в порожнину розвантажувальної камери.

Для виключення підсмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на вході нижче атмосферного й створення умов нормальної його роботи до сальника необхідно підвести замикаючу воду. Місце підведення води закрито пробкою 3.

Розвантаження ротора від осьових гідравлічних сил забезпечується вибором діаметра ущільнення на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відвід рідини з розвантажувальної камери здійснюється через отвір у колесі.

Залишкові (неврівноважені) сили сприймаються підшипниками кочення, які є опорою ротора.

Напрямок обертання ротора насоса - за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку привода.

Передача крутного моменту від двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулко- пальцевої муфти.

У якості привода насоса застосовуються асинхронні двигуни напругою 220/380 В або 380/660 В.

Принцип роботи насоса полягає в перетворенні механічної енергії, яка передається насосу від зовнішнього джерела (двигуна) у гідравлічну енергію потоку середовища, що перекачується.

Середовище, що перекачується, через вхідний патрубок попадає в робоче колесо. У результаті силової взаємодії між лопатями робочого колеса, яке обертається, і потоком середовища відбувається перетворення енергії привода в енергію потоку. З колеса середовище, що перекачується, попадає в спіральний відвід. Призначення спірального відводу – перетворення кінетичної енергії потоку, що перекачується, і який виходить із насоса, в енергію тиску й забезпечити відвід його з насоса до напірного трубопроводу.

## 2 Обґрунтування вибору конструкції насоса

Вихідні дані: подача  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 32 \text{ м}$ .

Параметри насоса відповідають ряду одноступінчастих насосів типу К [1]. Відповідно до цього вибираємо одноступінчастий насос консольного типу із закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання насоса розрахуємо коефіцієнт швидкості [1]:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (2.1)$$

де  $n$  – частота обертання вала, об/хв;

$Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H$  – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого насоса дорівнює 1.

Проведемо розрахунки для двох частот обертання  $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$  і  $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$ .

$$n_1 = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}} :$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{100}}{60 \cdot 32^{3/4}} = 67,8;$$

$$n_2 = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}} :$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{100}}{60 \cdot 32^{3/4}} = 135,6.$$

При виборі частоти обертання необхідно враховувати те, що зі збільшенням частоти обертання розміри насоса зменшуються, збільшується і його ККД. Однак можуть погіршуватися кавітаційні якості насоса.

Розрахунки  $n_s$  показали, що при  $n_1 = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$  насос буде мати високий

КПД і гарні кавітаційні якості. У зв'язку із цим приймаємо цю частоту обертання. З урахуванням ковзання двигуна розрахункова частота буде

$n = 1470 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ . Уточнемо значення  $n_s$  :

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1470 \cdot \sqrt{100}}{60 \cdot 32^{\frac{3}{4}}} = 66,5.$$

## 3 Гідравлічні розрахунки

### 3.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 32 \text{ м}$ ; частота обертання насоса  $n = 1470 \text{ об/хв}$ ; густина рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання  $n = 1470 \text{ об/хв}$ :

$$n_s = 66,5.$$

### 3.2 Вибір моделі робочого колеса й розрахунки зовнішнього діаметра (модельні розрахунки робочого колеса)

Визначимо попередній діаметр робочого колеса за формулою [1]:

$$D_2 = 19,2 \cdot \left( \frac{n_s}{100} \right)^{1/6} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n}, \quad (3.1)$$

де  $n_s$  – коефіцієнт швидкохідності;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ ;  
 $H$  – напір насоса,  $\text{м}$ ;  
 $n$  – частота обертання,  $\text{об/хв}$ .

$$D_2 = 19,2 \cdot \left( \frac{66,5}{100} \right)^{1/6} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 32}}{1470} = 0,305 \text{ м}.$$

Виходячи з отриманих значень  $n_s = 66,5$  і  $D_2 = 305 \text{ мм}$  вибираємо модельну проточну частину зі спіральним відводом ( $n_s = 70$ ). Параметри

моделі при  $n_s = 66,5$ :  $Q_M = 160 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ ;  $H_M = 91 \text{ м}$ .

Для визначення геометричних розмірів проточної частини (робочого колеса, відводу) визначаємо коефіцієнт геометричної подоби  $\lambda$  [1]:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_H}{Q_M}\right)^2 \cdot \frac{H_M}{H_H}}, \quad (3.2)$$

де  $Q_H$  й  $Q_M$  - витрата ступеня натурального й модельного насосів,  $\frac{M^3}{год}$ ;  
 $H_H$  і  $H_M$  – напір ступеня натурального й модельного насосів, м.

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{100}{160}\right)^2 \cdot \frac{91}{32}} = 1,026.$$

Перерахуємо зовнішній діаметр натурального робочого колеса  $D_{2H}$  через коефіцієнт  $\lambda$ , [1]:

$$D_{2H} = \lambda \cdot D_{2M}, \quad (3.3)$$

де  $D_{2M}$  - діаметр робочого колеса моделі, мм.

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_{2H} = 1,026 \cdot 300 = 308 \text{ мм}.$$

### 3.3 Розрахунки насоса на кавітацію

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса й фізичних властивостей рідини.

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.4)$$

де  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – коефіцієнти;

$v_0$  – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

$W_1$  – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при вході без удару на лопаті колеса коефіцієнти  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  приймаємо:

$$\lambda_1 = 1,2, \lambda_2 = 0,3.$$

Абсолютна швидкість на вході в колесо визначається за формулою:

$$V_0 = \frac{Q_{p.k}}{S_0}, \quad (3.5)$$

де  $Q_{p.k}$  – подача робочого колеса, м<sup>3</sup>/с;

$S_0$  – площа вхідної вирви, м<sup>2</sup>.

Подача робочого колеса визначається за формулою:

$$Q_{p.k} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (3.6)$$

$$Q_{p.k} = \frac{0,0277}{0,986} = 28,1 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с}.$$

Визначаємо площу вхідної вирви робочого колеса:

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{em}^2)}{4}; \quad (3.7)$$

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,150^2 - 0,065^2)}{4} = 0,0144 м^2.$$

Тоді за формулою (3.5) одержимо:

$$V_0 = \frac{0,0281}{0,0144} = 1,96 \frac{м}{с}.$$

Відносна швидкість на вході колеса:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + V_{m1}^2}, \quad (3.8)$$

де  $V_{m1}$  - меридіанна складова швидкості, м/с;

$U_1$  - окружна швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Окружна швидкість при вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (3.9)$$

Приблизно

$$D_1 \approx 0,8 \cdot D_0. \quad (3.10)$$

Тоді

$$D_1 \approx 0,8 \cdot 150 \approx 120 \text{ мм};$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,120 \cdot 1470}{60} = 9,23 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Меридіанна складова швидкості рівна:

$$V_{m1} = \psi_1 \cdot V_0, \quad (3.11)$$

де  $\psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення на вході в колесо. Ухвалюємо  $\psi_1 = 1,2$ .

$$V_{m1} = 1,2 \cdot 1,96 = 2,35 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Підставимо отримані дані в рівняння (3.8):

$$W_1 = \sqrt{9,23^2 + 2,35^2} = 9,52 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Одержимо значення кавітаційного запасу.

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{1,96^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{9,52^2}{2 \cdot 9,81} = 1,6 \text{ м}.$$

Визначаємо кавітаційний коефіцієнт швидкохідності  $C$  за формулою:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{(\Delta h)^{0,75}}; \quad (3.12)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 1470 \cdot \sqrt{27,7 \cdot 10^{-3}}}{1,6^{0,75}} = 966.$$

Дане значення  $C$  задовольняє вимогам і зноходиться в рекомендованих межах 900 – 1100 [3].



### 3.4 Визначення осьової сили, яка діє на насос

Осьова гідравлічна сила складається із суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для зрівноважування осьової сили в насосі застосоване симетричне ущільнення по обидві сторони робочого колеса й виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск у порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 3.2).

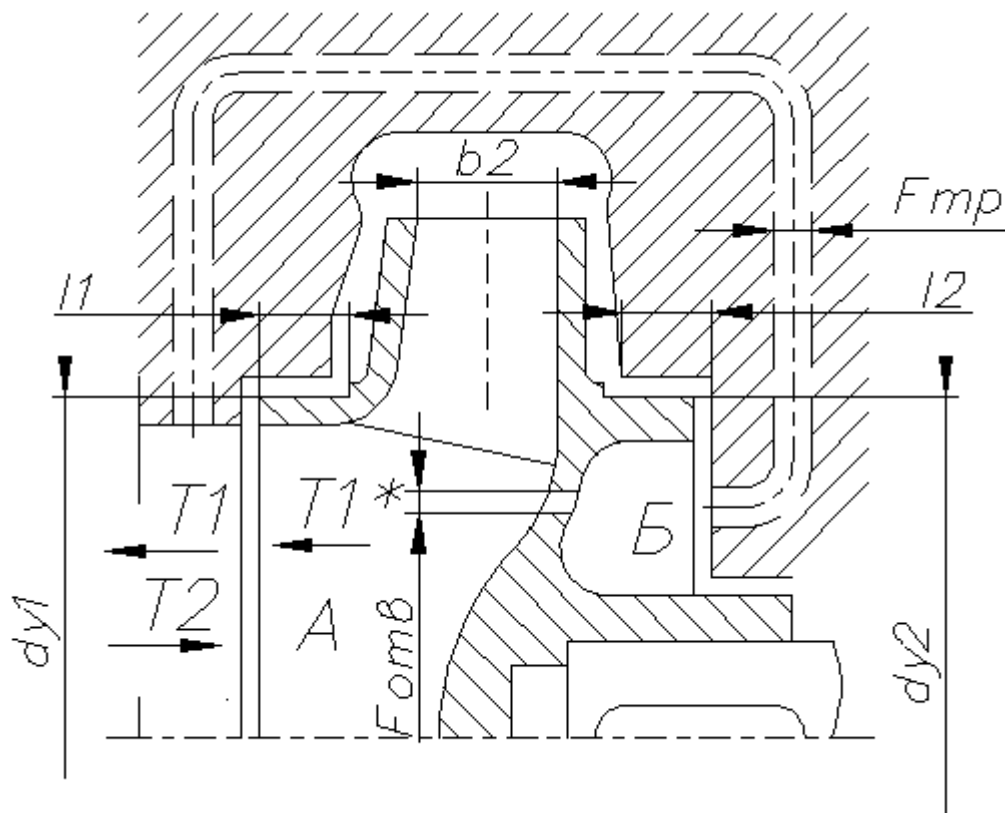


Рисунок 3.2 – Схема дії осьових сил у насосі

Однак повне зрівноважування осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зношування ущільнення  $T_1^*$  і сила  $T_2$ , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношуванні ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$ , спрямована убік усмоктування.

Ця сила буде рівна [1]:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[ H_P - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left( r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right], \quad (3.13)$$

де  $r_{y1}$  – радіус переднього ущільнення робочого колеса, м;

$r_{y2}$  – радіус заднього ущільнення робочого колеса, м;

$r_2$  – зовнішній радіус колеса, м;

$\gamma$  – питома вага рідини ( $\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$ );

$H_P$  – потенційний напір.

Розміри робочого колеса:  $r_{y1} = 0,0825\text{м}$ ;  $r_{y2} = 0,080\text{м}$ ;  $r_2 = 0,154 \text{ м}$ .

$$\text{Теоретичний напір,} \quad H_T = H / \eta_{\Gamma}, \quad (3.14)$$

де  $H$  – напір насоса, м;

$\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД.

$$H_T = \frac{32}{0,896} = 35,7 \text{ м.}$$

Потенційний напір:

$$H_P = H \cdot \left( 1 - \frac{V_{2u}}{2 \cdot U_2} \right), \quad (3.15)$$

де  $U_2$  – окружна швидкість;

$V_{2u}$  – обертова складова абсолютної швидкості на вході.

$$U_2 = \omega \cdot r_2 \quad (3.16)$$

$$U_2 = 1538 \cdot 0,154 = 237 \text{ м/с.}$$

окружна складова абсолютної швидкості на виході:

$$V_{2u} = \frac{g \cdot H_T}{\omega \cdot r_2}, \quad (3.17)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість,  $c^{-1}$ ;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3.18)$$

де  $n$  – швидкість обертання насоса, об/хв.

Тоді згідно (3.18), (3.17), (3.15), (3.13) одержимо:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{3,14 \cdot 1470}{30} = 153,8 c^{-1}; \\ V_{2u} &= \frac{9,81 \cdot 35,7}{153,8 \cdot 0,154} = 14,8 м / с; \\ H_p &= 32 \cdot \left( 1 - \frac{14,8}{2 \cdot 23,7} \right) = 22,0 м; \\ T_1 &= 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,0825^2 - 0,080^2) \cdot \\ &\cdot \left[ 22 - \frac{153,8^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( 0,154^2 - \frac{0,0825^2 + 0,080^2}{2} \right) \right] = 243 Н. \end{aligned}$$

По осі насоса діє також динамічна сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальне.

Визначаємо силу  $T_2$ :

$$T_2 = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot V_0; \quad (3.19)$$

де  $\gamma$  – питома вага рідини ( $\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$ );

$Q$  – витрата насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$V_0$  – абсолютна швидкість на вході насоса,  $\text{м}/\text{с}$ .

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 27,7 \cdot 10^{-3}}{9,81} \cdot 1,96 = 54 Н.$$

Тоді згідно (3.20):

$$T = 243 - 54 = 189 Н.$$

### 3.5 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [1]:

$$R = K_R \left( 1 - \frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (3.20)$$

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,  $D_2 = 0,308$  м;

$b_2$  – ширина колеса на виході, яка містить у собі товщину його дисків,

$b_2 = 0,028$  м.

Оскільки коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ , то згідно [3] при  $n_s = 66,5$ ,

$K_R = 0,17$ .

Максимальна сила буде в режимі  $Q = 0$ .

$$R = 0,17 \cdot 1 \cdot 9810 \cdot 32 \cdot 0,308 \cdot 0,028 = 460H.$$

### 3.6 Вибір кінцевих ущільнень вала

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване сальникове ущільнення (рис. 3.3).

Тиск на вході в насос відповідно [1] рівняється:

$$\frac{P_{вх}}{\gamma} = H_{ат} - h_{пот} - h_{вс} - \frac{v_0^2}{2g}, \quad (3.21)$$

де  $P_{вх}$  – тиск на вході, Па;

$H_{ат}$  – висота стовпа рідини, яка відповідає атмосферному тиску, м;

$h_{пот}$  – сумарні втрати напору в лінії усмоктування, м;

$h_{вс}$  – висота усмоктування, м;

$v_0$  – швидкість рідини на вході в робоче колесо, м/с.

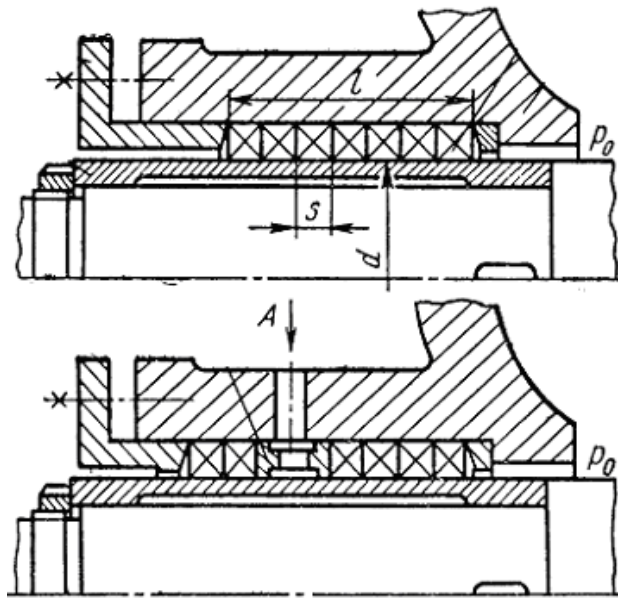


Рисунок 3.3 – Схема сальникового ущільнення [1]

Орієнтовно ухвалюємо:

$H_{ат} = 10$  м;

$h_{пот} = 0,5$  м;

$h_{вс} = 2$  м.

$$P_{вх} = 1000 \cdot 9,81 \left( 10 - 0,5 - 2 - \frac{3,86^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 62483 \text{ Па.}$$

Отже, насос працює з розрідженням на вході. Враховуючи рекомендації [1], між кільцями набивання сальникового ущільнення встановлюємо гідравлічне кільце, до якого подається замикаюча рідина для створення гідравлічного затвора, який перешкоджає проникненню повітря в насос.

Згідно [1] товщина кільця набивання:

$$S = \sqrt{d}, \quad (3.22)$$

де  $d$  – діаметр вала в місці набивання сальника, ( $d = 65$  мм);

$$S = \sqrt{65} = 8,1 \text{ мм.}$$

Ухвалюємо  $S = 10$  мм.

Довжина сальникового ущільнення рівняється:

$$L = i \cdot s, \quad (3.23)$$

де  $i$  – кількість кілець набивання, шт. ( $i = 4$ );

$s$  – товщина кільця набивання, мм.

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.}$$

Відповідно до ГОСТ 5152-84 вибираємо сальникове набивання з багат шаровим обплітанням сердечника марки АГІ 10×10.

## 4 Розрахунки для вибору двигуна

### 4.1 Вибір двигуна

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ :

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

де  $\eta = 0,76$  – ККД насоса;

$Q$  - витрата насоса,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$H$  – напір насоса, м.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 32}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,76} = 11,5 \text{ кВт.}$$

Потужність електродвигуна:

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

де  $K = 1,1 - 1,3$  - коефіцієнт, який ураховує припустиме граничне відхилення напору. Ухвалюємо  $K = 1,1$ .

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 11,5 = 12,7 \text{ кВт.}$$

Для привода насоса вибираємо електродвигун

4АМУ160S4 з параметрами [8]:

потужність – 15 кВт;

напруга – 380 / 660 В;

частота обігу (синхронна) – 1500 об/хв.

## 5 Визначення працездатності складальних одиниць і деталей насоса

### 5.1 Розрахунки реакцій в опорах вала

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

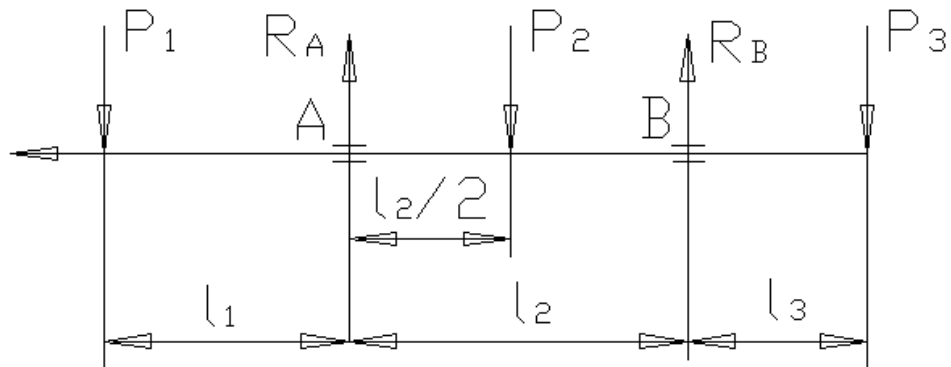


Рисунок – Схема навантаження вала

$$l_1 = 157 \text{ мм}, l_2 = 148 \text{ мм}, l_3 = 182 \text{ мм}.$$

Навантаження:

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

де  $G_K$  – вага колеса;

$G_{дб}$  – відцентрова сила від дисбалансу центру ваги робочого колеса, щодо осі обертання;

$R$  – радіальна сила у відводі.

$$G_{дб} = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (5.2)$$

де  $m$  – маса колеса, кг;

$r$  – радіус, м;

$\omega$  – кутова швидкість, об/с.



Підставивши кутову швидкість, яка визначається по рівнянню (3.18) в (5.2), одержимо:

$$G_{дб} = \frac{m \cdot r \cdot \pi^2 \cdot n^2}{30^2}, \quad (5.3)$$

$$G_{дб} = \frac{7 \cdot 0,1615 \cdot 3,14^2 \cdot 24,5^2}{30^2} = 7,4Н;$$

$$P_1 = 68,7 + \frac{1}{3} \cdot 7,4 + 460 = 532Н.$$

$$P_2 = G_{2B},$$

де  $G_{2B}$  – вага вала на ділянці  $l_2$ .

$$P_3 = G_{2HM},$$

$G_{2HM}$  – вага напівмуфти.

$$G_2 = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4} \cdot l, \quad (5.4)$$

де  $l$  – довжина вала між опорами, див. креслення;

$\rho$  – густина, г/см<sup>3</sup>;

$d_{cp}$  – середній діаметр:

$$P_2 = G_{2B} = 7,8 \cdot \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} \cdot 14,8 = 3960г = 3,96кг = 38,9Н;$$

$$P_3 = G_{2HM} = 5,95кг = 58,4Н.$$

Визначимо реакції в підшипникових опорах вала у відповідності зі схемою його навантаження.  $RA$  і  $RB$  – реакції в опорах А і В.

Сума згинальних моментів щодо опори А:

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B \cdot l_2 + P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0; \quad (5.5)$$

Реакція в опорі  $R_B$  рівна:

$$R_B = \frac{P_1 \cdot l_1 - P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_2 \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}; \quad (5.6)$$

$$R_B = \frac{532 \cdot 0,157 - 58,4 \cdot (0,148 + 0,182) - 38,9 \cdot \frac{0,148}{2}}{0,148} = 415 H.$$

Сума згинальних моментів щодо опори В:

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0; \quad (5.7)$$

Реакція в опорі  $R_A$  рівна:

$$R_A = \frac{P_2 \cdot l_2 + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (5.8)$$

$$R_A = \frac{38,9 \cdot 0,148 + 532 \cdot (0,157 + 0,148) - 58,4 \cdot 0,182}{0,148} = 1063 H.$$

## 5.2 Розрахунки довговічності підшипників

В опорах А і В установлені підшипники із внутрішнім діаметром вала  $d = 70$  мм.

Для опори В вибираємо підшипник кульковий однорядний радіально-упорний 46314 (ГОСТ 8338 - 75). Для опори А вибираємо радіальний роликопідшипник з короткими циліндричними роликами 32311(ГОСТ 8328 - 75).

Розраховуємо більш навантажений підшипник, у нашому випадку це підшипник 32311.

Статична вантажопідйомність:  $C = 87500$  Н.

Динамічна вантажопідйомність:  $C = 138000$  Н.

За умовами роботи підшипник опори А сприймає осьове й радіальне навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [6]:

$$Ln = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3, \quad (5.9)$$

де  $C$  – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

$P$  – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

$$P = (XVFr + YFa) \cdot K_T K_\delta. \quad (5.10)$$

За умовами роботи підшипника ухвалюємо: коефіцієнт безпеки  $K_\sigma = 1,2$ ; температурний коефіцієнт  $K_T = 1,0$ ; коефіцієнт обертання  $V = 1$ , оскільки обертається внутрішнє кільце.

Радіальна й осьова сили, які діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 1063 \text{ Н};$$

$$Fa = T = 189 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{VFr} = \frac{189}{1 \cdot 1063} = 0,18.$$

Визначаємо відношення:

$$\frac{Fa}{C_o} = \frac{189}{87500} = 0,002.$$

При цьому  $e = 0,12$ .

Оскільки  $\frac{Fa}{VFr} < e$ , те коефіцієнт радіального навантаження  $X = 1$ .

Коефіцієнт осьового навантаження:  $Y = 0$ .

Динамічне навантаження:

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 1063 + 0 \cdot 189) \cdot 1 \cdot 1,2 = 1276 \text{ Н}.$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 1470} \cdot \left( \frac{138000}{1063} \right)^3 = 2480000 \text{ год}.$$

Підшипник 32311 задовольняє показникам надійності.

### 5.3 Розрахунки вала на статичну міцність

Перевірку вала насоса на статичну міцність проводять по найбільших навантаженнях. Найбільший крутний момент на валу:

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (5.11)$$

де  $N$  – потужність насоса,  $N = 11,5$  кВт.

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{11,5}{1470} = 74,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент опору перетину вала вигину орієнтовно ухвалюють:

$$W_{ИЗГ} = 0,1d^3, \quad (5.12)$$

де  $d$  – діаметр вала в небезпечному перерізі ( $d = 48$  мм).

Небезпечний переріз вала ослаблений шпонковим пазом і перебуває він у місці установки муфти.

$$W_{ИЗГ} = 0,1 \cdot 0,048^3 = 11,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору обертання:

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (5.13)$$

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,048^3 = 22,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{KP}}{W_{ИЗГ}}, \quad (5.14)$$

$$\sigma_{II} = \frac{74,7}{11,06 \cdot 10^{-6}} = 6,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6,8 \text{ МПа.}$$

Напруга обертання:

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (5.15)$$

$$\tau_{KP} = \frac{74,7}{22,1 \cdot 10^{-5}} = 3,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,4 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга:

$$\sigma_{EKB} = \sqrt{\sigma_{II}^2 + 4\tau_{KP}^2}, \quad (5.16)$$

$$\sigma_{EKB} = \sqrt{6,8^2 + 4 \cdot 3,4^2} = 9,6 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала - Сталь 40.

Границя плинності = 290 МПа.

Запас міцності за межею плинності:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{EKB}} \geq 2 \div 3; \quad (5.17)$$

$$n_T = \frac{290}{9,6} = 30,2.$$

Умова міцності виконується.

## 5.4 Розрахунки шпонкових з'єднань

Основні вихідні дані для розрахунків:

матеріал вала - Сталь 40;

границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 290$  МПа;

матеріал шпонки - Сталь шпонкова;

границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 333$  МПа;

матеріал колеса - Сталь 20Х13Л;

границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 441$  МПа;

матеріал муфти – чавун СЧ20;

границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 200$  МПа.

Обертальний момент на валу:

$$M_{KP} = 74,7 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Розмір шпонки під колесом, мм:  $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$ .

При розрахунках шпонкового з'єднання вала з колесом основним є напруга змінання:

$$\sigma_{CM} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (5.18)$$

де  $l_p$  - робоча довжина шпонки;

$t_1$  - глибина врізання шпонки в колесо,  $t_1 = 4$  мм;

$d$  - діаметр вала,  $d = 48$  мм;

$$l_p = l - b = 50 - 12 = 38 \text{ мм};$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 74,7}{0,048 \cdot 0,038 \cdot (0,008 - 0,005)} = 27,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 27,3 \text{ МПа.}$$

Напругу змінання, яка допускається, обчислюємо для матеріалу колеса, яке має найменшу границю текучості.

Допустиме напруження змінання:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}. \quad (5.19)$$

Для матеріалу колеса:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 441 = 247 \text{ МПа};$$

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

Умова міцності на змінання виконується.

Розмір шпонки під напівмуфтою для діаметра вала  $d = 48$  мм:

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 80,$$

$$l_p = 80 - 12 = 68 \text{ мм};$$

$$t_1 = 5 \text{ мм}.$$

Напруга змінання:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 74,7}{0,048 \cdot 0,068 \cdot (0,008 - 0,005)} = 15,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 15,2 \text{ МПа}.$$

Для матеріалу напівмуфти:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 200 = 112 \text{ МПа};$$

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

Умова міцності на змінання виконується.



## 6 Економічна частина

### Організація обслуговування й ремонту насоса

Організація обслуговування й ремонту насоса [9] здійснюється відповідно до системи технічного обслуговування й ремонту встаткування машинобудівних підприємств.

Насоси повинні відповідати вимогам безпеки. У процесі експлуатації повинні виконуватися вимоги, які дозволять зберегти ресурс насоса в рамках нормативного. Тривала й безперебійна робота насоса в значній мірі залежить від правильного їхнього складання й уважного догляду. Під час роботи насоса необхідно періодично перевіряти:

- а) показання манометра й вакуумметра;
  - б) температуру підшипників, яка не повинна перевищувати  $82^{\circ}\text{C}$ ;
  - в) середньоквадратичне значення віброшвидкості, заміряне на корпусі підшипника насоса й електродвигуна, не повинне перевищувати  $4,5 \text{ мм/с}$ ;
  - г) зовнішні витоки через сальникове ущільнення не повинні перевищувати  $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{год}$ .
- Обслуговування агрегату періодичне. Проводиться воно із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху;
  - при виконанні ремонтних робіт двигун повинен бути відключений від джерела електричного струму, при цьому повинні бути вжиті заходи, що виключають можливість його включення.
  - не допускається робота агрегату без запірної арматури на усмоктувальній й нагнітальній лініях;
  - температура кожуха насоса не повинна перевищувати  $45^{\circ}\text{C}$ ;
  - забороняється пуск агрегату в роботу без попереднього заповнення його рідиною й без підведення запірної води в ущільнення вала насоса;
  - при працюючому агрегаті забороняється підтягувати сальникове ущільнення й усувати які-небудь неполадки;

Даний насос може мати характерні несправності, тому нижче приводяться методи їх усунення (табл. 6,1).

Таблиця 6.1

Ном.	Найменування, несправності, зовнішній прояв і додаткові ознаки	Імовірна причина	Метод усунення	Примітка
1	Насос не подає рідина	Насос і усмоктувальний трубопровід не були залиті перед пуском.	Виключити двигун залити насос і усмоктувальний трубопровід.	
		Приймний клапан негерметичний і не тримає рідину (рідина витікає з насоса).	Розібрати й очистити приймний клапан, зібрати й перевірити чи тримає він рідину.	
		Засмоктує повітря через нещільності в з'єднаннях усмоктувального трубопроводу.	Оглянути всі з'єднання й при необхідності підтягти їх.	
		Усмоктувальний трубопровід не занурений у рідину й засмоктує повітря (при цьому вакуумметр показує розрідження близьке до нуля)	Виключити насос до наповнення трубопроводу. У випадку необхідності відкачування рідини з більш низького рівня - подовжити усмоктувальний трубопровід.	
2	Насос дає малу подачу	Приймний клапан заїдає або сітка клапана сильно засмічена (при цьому вакуумметр показує розрідження вище нормального)	Перебрати приймний клапан або очистити сітку клапана.	
		Напір насоса недостатній для даної мережі.	Установити насос із більшим напором.	
		Рівень рідини падає нижче передбаченого, внаслідок чого збільшується розрідження у входному патрубку.	Поглибити насос так, щоб висота всмоктування не перевищувала допустиму.	
3	Насос не створює напір	Негерметичність з'єднання трубопроводу.	Підтягти з'єднання трубопроводу.	
		Зношування ущільнювальних кілець і пасків робочих коліс	Розібрати й відновити зношені деталі	
4	Насос вібрує під час роботи	Неправильне центрування електродвигуна з насосом	Відцентрувати агрегат.	
		Зношений підшипник.	Замінити підшипник.	

		Насос працює в кавітаційнім режимі.	Установити насос із меншим номінальним напором. Очистити сітку прийомного клапана. Збільшити діаметр усмоктувального трубопроводу	
5	Нагрівання сальників	Сальник сильно затягнутий	Послабити натиск втулки сальника	

## **7 Охорона праці**

### **Оцінка обстановки на території міста у випадку виникнення надзвичайної ситуації**

При оцінці стійкості функціонування об'єктів надзвичайно важливо оцінювати обстановку, яка може скластися на об'єкті й у населених пунктах у випадку надзвичайної ситуації при впливі різних вражаючих факторів.

Загальне поняття про оцінку обстановки. У випадку виникнення надзвичайних ситуацій у населених пунктах, на об'єктах складається обстановка, обумовлена впливом різних вражаючих факторів [11]. Під обстановкою розуміють сукупність впливу вражаючих факторів на території району, населеного пункту, об'єкта, які виявляють вплив на безпеку життєдіяльності робітників, службовців і населення. Обстановка характеризується масштабами, ступенем впливу вражаючих факторів на місцевість, атмосферу, будинки й спорудження, на безпеку життєдіяльності і т.п. По характеру обстановка може бути інженерною, хімічною, радіаційною, бактеріологічною, комбінованою і т.д.

Оцінка обстановки — це вивчення й аналіз факторів і умов; виникаючих у результаті надзвичайних ситуацій, які впливають на безпеку життєдіяльності людей і функціонування об'єктів. При оцінці обстановки проводиться збір і обробка інформації, що дає можливість визначити масштаби ураження і їх вплив на безпеку життєдіяльності. Обстановка в районі надзвичайної ситуації - конкретна характеристика зони (об'єкта, регіону), у якій склалася НС, на певний момент часу, що містить відомості про її стан, наслідки надзвичайної події, задіяних і необхідних матеріальних ресурсах, обсягах проведення робіт і ін.

Обстановка в районі надзвичайної ситуації може бути декількох рівнів:

- надскладною, що не має аналогів;
- складною;
- прийнятною.

Надскладна обстановка характеризується тим, що для ліквідації наслідків недостатньо всіх наявних сил і засобів, і потрібне залучення їх з інших регіонів. Разом із цим потрібні нові, спеціалізовані засоби, пристосовані під конкретну обстановку. Складна обстановка характеризується тим, що вимагає для ліквідації наслідків надзвичайної ситуації значного числа (або всіх) сил і засобів, що є в наявності в даному регіоні або на об'єкті.

Прийнятна обстановка характеризується незначним рівнем складності й вимагає для ліквідації наслідків порівняно невеликих витрат.

При аналізі обстановки можна виділити певне число характеристик її оцінки, по яких визначити умови й з'ясувати наслідки надзвичайних факторів. До цих характеристик відносяться:

- географічні - зміна ландшафту, труднопрохідність, складність доставки сил і засобів порятунку;
- тимчасові - зовнішня раптовість, несподіванка, швидкий розвиток подій;
- соціально-економічні характеристики - загибель людей, наявність великої кількості потерпілих; значне падіння рівня життя людей; істотний економічний збиток у грошовому й натуральному вираженні; збільшення міграційних процесів населення; безробіття; падіння народжуваності;
- соціально-психологічні - стресові стани в людей (страх, депресія, паніка, фобії і т.д.);

- соціально-політичні - виникнення міжнаціональних конфліктів, негативне відношення до влади, що супроводжується демонстраційними виступами;
- організаційно-управлінські - невизначеність ситуації; складність прийняття розв'язків і прогнозування ходу подій; необхідність залучення великої кількості фахівців і організацій; необхідність масштабних евакуаційних і рятувальних робіт;
- екологічні - радіаційне, хімічне й біологічне зараження місцевості. Вивід з виробництва значної частини природних ресурсів, сільськогосподарських угідь і культур; виникнення епідемії, мутагенезу, епізоотії, масовий падіж худоби;
- специфічні (мультиплікаційні) - багато- і різноплановість наслідків, їх ланцюговий характер (руйнування об'єкта внаслідок вибуху, виникнення пожеж, вихід з ладу комунікацій через пожежі і т.д.); затримка в розвитку або відмова від продовження відповідної науково-технічної програми.

З урахуванням вищевикладених визначень і характеристик надзвичайну ситуацію можна визначити як раптову обстановку, що зовні зненацька виникає, яка сформувалась в результаті впливу надзвичайного фактора, що характеризується невизначеністю й складністю прийняття рішень, гостроконфліктністю й стресовим станом населення, значним соціально-економічним і екологічним збитком, насамперед людськими жертвами. Внаслідок цього виникають великі людські, матеріальні і тимчасові витрати на проведення евакуаційно-рятувальних робіт і ліквідацію наслідків НС, а також спеціально організоване керування.

Прогнозування можливої обстановки при виникненні різного роду надзвичайних ситуацій проводиться в кожному конкретному випадку. Заздалегідь угадати точне місце, час і масштаби аварії неможливо. Однак для забезпечення ефективності проведених заходів щодо попередження й

ліквідації надзвичайних ситуацій, для захисту населення й територій від їхнього шкідливого впливу Урядом України розроблений і затверджений комплекс нормативних документів, що регламентують діяльність усіх суб'єктів господарювання, органів державного керування по їх недопущенню або мінімізації наслідків від них. Для планування дій по запобіганню й ліквідації можливих аварійних ситуацій необхідно вміти прогнозувати їх наслідки: можливі шляхи (маршрути) поширення, впливи на природні об'єкти (ріки, озера, ліси і т.д.) і населення. Відповідно до вимог керівних документів по попередженню й ліквідації надзвичайних ситуацій на особливо небезпечних об'єктах розроблені плани ліквідації аварійних ситуацій, визначені джерела фінансування заходів, періодичність відпрацьовування планів у ході комплексних навчань і штабних тренувань.

Підрозділами МНС розроблені, погоджені й затверджені плани взаємодії й інструкції при ліквідації НС із іншими оперативними службами, органами державного керування, які застосовуються в практичній діяльності при виникненні аварійної ситуації з витоком аварійних хімічно небезпечних речовин, розроблені операційні карти дій чергового й обслуговуючого персоналу при різних видах аварійних ситуацій. Але плани тільки тоді стають реальними, коли передбачені в них заходи спрацьовуються в ході навчань і тренувань, які щорічно плануються й проводяться разом із зацікавленими службами, об'єктами.

Керівництво роботами з локалізації й ліквідації надзвичайних ситуацій здійснюється комісіями зі НС. У ході навчань і тренувань перевіряється готовність органів керування МНС і ЦО до виконання заходів щодо ліквідації НС, удосконалюються знання й навички керівництва й посадових осіб комісій з надзвичайних ситуацій. Дуже важливо, що кожне проведене навчання є кроком до наміченої мети – забезпеченню безпеки людей в екстремальних умовах. Підрозділу МНС у взаємодії з територіальними (об'єктовими) комісіями зі НС постійно відпрацьовують можливі варіанти

надзвичайних ситуацій, у ході яких розробляються, пропонуються до виконання заходи щодо підвищення стійкості об'єктів до різного роду аварій і інцидентів.



## Висновки

У бакалаврській роботі розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального насоса загальнопромислового призначення з параметрами: подача  $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 32 \text{ м}$ .

У розрахунково-пояснювальній записці дане обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса, опис конструкції, наведені гідравлічні розрахунки розмірів робочого колеса, осьової і радіальної сил, проведені розрахунки насоса на кавітацію. Обрано тип двигуна насоса.

Проведені механічні розрахунки вала, шпонкового з'єднання, підшипників.

В економічній частині описана організація технічного обслуговування й ремонту насоса.

У розділі охорони праці дана оцінка обстановки на території міста у випадку виникнення надзвичайної ситуації.

Обсяг графічного матеріалу – 4 аркуші ф. А1.

## Список літератури

1. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977.
2. Конструирование и расчет центробежных насосов высокого давления. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. – М.: Машиностроение, 1971.
3. Лопастные насосы: Справочник /В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.
4. Общетехнический справочник /Е.А. Скороходов и др. – 4-е изд., - М.: Машиностроение, 1990.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных вузов. – М.: Высшая школа, 1985.
6. Биргер И.А., Шор Б.Ф. Расчет на прочность деталей машин. 3 издание. – М.: Машиностроение, 1979.
7. Відцентровий насос [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.hydro-pneumo.ru/topic.php?ID=65>.
8. Асинхронні електродвигуни [Електронний ресурс]. Режим доступу: [http://ventilator.kiev.ua/production/electric\\_motors/1500\\_ad\\_160\\_s4.html](http://ventilator.kiev.ua/production/electric_motors/1500_ad_160_s4.html).
9. Технічне обслуговування відцентрових насосів [Електронний ресурс]. Режим доступу: [https://studopedia.com.ua/1\\_179060\\_tehnichne-obslugovuvannya-vidtsentrovih-nasosiv.html](https://studopedia.com.ua/1_179060_tehnichne-obslugovuvannya-vidtsentrovih-nasosiv.html)
10. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 824 с.
11. Чрезвычайная ситуация [Електронний ресурс]. Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A7%D1%80%D0%B5%D0%B7%D0%B2%D1%8B%D1%87%D0%B0%D0%B9%D0%BD%D0%B0%D1%8F\\_%D1%81%D0%B8%D1%82%D1%83%D0%B0%D1%86%D0%B8%D1%8F](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A7%D1%80%D0%B5%D0%B7%D0%B2%D1%8B%D1%87%D0%B0%D0%B9%D0%BD%D0%B0%D1%8F_%D1%81%D0%B8%D1%82%D1%83%D0%B0%D1%86%D0%B8%D1%8F)