

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

“Відцентровий насос типу Х”

зі спеціальності 6.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”

Виконавець роботи

Пушкар Денис Олексійович

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

Пушкар Денис Олексійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Відцентровий насос типу X»

затверджена наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Термін здавання закінченої роботи 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса $Q = 12,5 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 50 \text{ м}$, частота обертів $n = 3000 \text{ об/хв}$, 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, економічна частина

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів до 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. Економічне питання	17.02 - 19.02.2020 р.	
5	Гідравлічні розрахунки	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	Креслення робочого колеса	11.05 - 21.05.2020 р.	
10	Складальне креслення насоса	22.05 – 07.06.2020 р.	
11	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	08.06 – 16.06.2020 р.	

Дата видачі завдання – 07.02.2020 р.

Студент _____

(підпис)

Керівник _____

Герман В. Ф.
(прізвище, ініціали)

Реферат

Пояснювальна записка: 46 сторінок, 6 рисунків,
1 таблиця, 13 літературних джерел.

Тема роботи «Відцентровий насос типу Х».

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

Мета роботи – розроблення конструкції хімічного насоса.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки: розмірів робочого колеса, гідродинамічних сил, кавітаційних якостей насоса;
- вибрано тип кінцевого ущільнення й двигуна насоса;
- виконано механічні розрахунки: реакцій в опорах вала, довговічності підшипників, вала на статичну міцність, шпонкового з'єднання.

У розділі економіки розглянуто технічне обслуговування й ремонт насоса.

У розділі охорони праці розглянуто стійкість роботи промислових об'єктів у надзвичайних ситуаціях.

Ключові слова: ХІМІЧНИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, УЩІЛЬНЕННЯ, ПІДШИПНИК, МІЦНІСТЬ.

Зміст

Завдання	
Реферат	
Вступ	5
1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса	7
2 Опис конструкції насоса	9
3 Гідравлічні розрахунки	11
3.1 Визначення основних розрахункових даних	11
3.2 Вибір моделі робочого колеса	11
3.3 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса	13
3.4 Визначення радіальної сили	16
3.5 Розрахунки насоса на кавітацію	17
4 Вибір кінцевого ущільнення вала	20
5 Розрахунки на вибір двигуна	22
6 Визначення довговічності складальних одиниць і деталей насоса	23
6.1 Розрахунки реакцій в опорах	23
6.2 Розрахунки довговічності підшипників	25
6.3 Розрахунки вала на статичну міцність	27
6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом	29
7 Економічна частина	31
Організація обслуговування й ремонту насоса	31
8 Охорона праці	35
Стійкість роботи промислових об'єктів у надзвичайних ситуаціях	35
Висновки	44
Список літератури	45

					<i>6.05050205.07БР.000.00ПЗ</i>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Пушкар				Агрегат насосний АХ12,5-50 Пояснювальна записка	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Герман						4	46
Реценз.						СумГУ, гр. ГМс-51с		
Н. Контр.	Алексеевко							
Утверд.								

Вступ

Для перекачування рідин у хімічних виробництвах застосовуються різні типи насосів: відцентрові, вихрові, шестеренні, гвинтові, поршневі й ін. Конструкції насосів для хімічних виробництв визначаються багатьма факторами: властивостями рідини, що перекачується, довжиною трубопроводів, вимогами технології виробництва й ін.

Основним типом насосів, які установлені у технологічних лініях хімічних виробництв, є відцентрові насоси типу X (рис. 1).

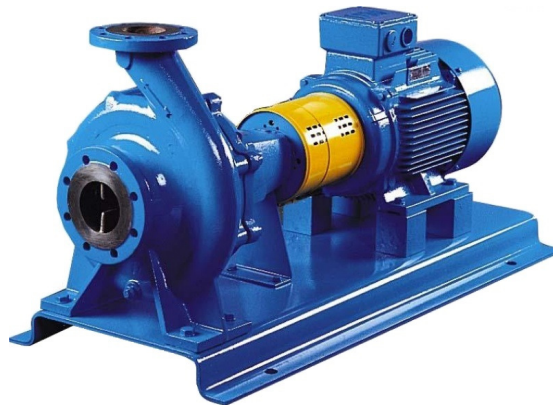


Рисунок 1 – Насос хімічний типу X [2]

Це одноступінчасті насоси консольного типу з робочими органами низкої швидкохідності $n_s = 30 - 90$. Параметри насосів: $6,3 - 400 \text{ м}^3/\text{год}$; $H = 5 - 125 \text{ м}$. Насоси широко застосовуються для перекачування водяних розчинів кислот, лугів, розчинів каустичної соди, повареної солі, а також різних суспензій зі змістом твердих часток до 10- 15 %.

Основними відмінностями хімічних насосів загального призначення є кінцеве ущільнення й широке застосування різноманітних матеріалів для їхнього виготовлення. Переважний тип ущільнення цих насосів – торцеве, а вибір матеріалу обумовлюється властивостями рідини, що перекачується, необхідною довговічністю роботи й ін.

У бакалаврській роботі представлені основні креслення, опис конструкції, гідравлічні й механічні розрахунки хімічного насоса з параметрами: $Q = 12,5 \text{ м}^3/\text{год}$; $H = 50 \text{ м}$.

1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса

Вихідні дані: подача $Q = 12,5 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 50 \text{ м}$.

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

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

$$ns = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.1)$$

де n – частота обертання вала, об/хв;

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проектованого насоса рівно 1.

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

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$:

$$ns_1 = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{12,5}}{60 \cdot 50^{3/4}} = 17,2.$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$:

$$ns_2 = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{12,5}}{60 \cdot 50^{3/4}} = 34,3.$$

При виборі частоти обертання необхідно керуватися тим, що чим більше частота, тем менше розміри насоса, більше ns і вище його ККД. При цьому можуть погіршуватися кавітаційні якості насоса.

Розрахунки ns показали, що насос з частотою обертання $n = 3000$ об/хв матиме невелику масу й габарити при високому значенні ККД. Цю частоту ухвалюємо як розрахункову

2 Опис конструкції насоса

Насос Х 12,5-50 – відцентровий, одноступінчастий, консольний, з горизонтальним розташуванням вала, з однобічним осьовим підведенням рідини до робочого колеса й вертикальним відводом.

Насос (рис. 2.1) призначений для подачі хімічно активних і слабоагресивних рідин, світлих нафтопродуктів, які можуть викликати корозію матеріалу проточної частини насоса, а також нейтральних рідин із густиною $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ і температурою не вище 80°C .

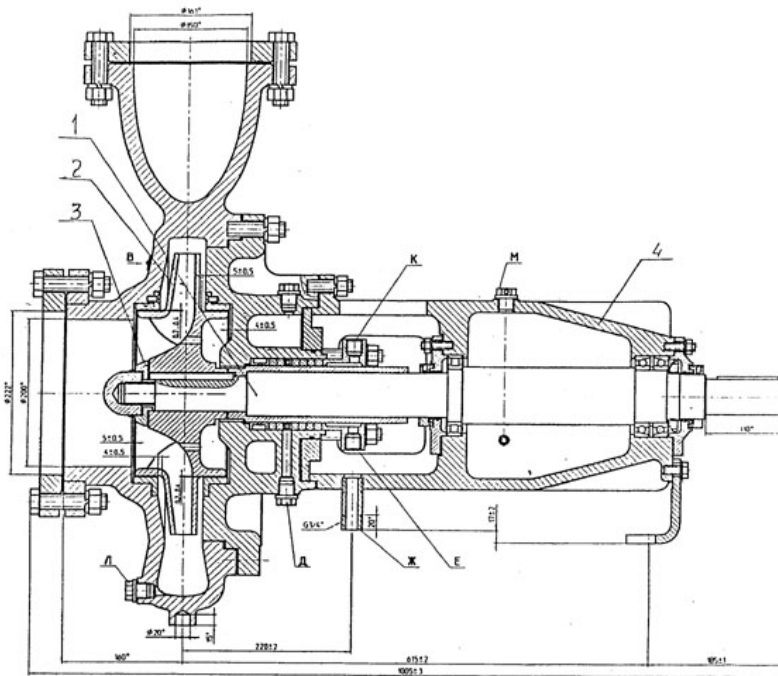


Рисунок 2.1- Відцентровий насос типу Х :

1-вал; 2- робоче колесо; 3-гайка; 4- кронштейн

Проточна частина насоса – корпус, робоче колесо, диск, гайка ротора виконано зі сталі 12Х18Н9ТЛ.

Базовою деталлю насоса є корпус.

Корпус насоса має опорні лапи й болтами кріпиться до рами. До корпуса кріпиться опорний вузол, у якому на шарикопідшипниках установлений вал насоса.

Кінцеве ущільнення насоса – подвійне торцеве. Матеріал пари тертя силіцирований графіт СГ – П. Дане ущільнення забезпечує герметичність і має великий ресурс роботи. Для охолодження ущільнення передбачене підведення води від стороннього джерела.

Конструкція насоса виконана відповідно до вимог міжнародного стандарту ISO 2858.

Конструкція колеса має симетричне ущільнення й отвори в основному диску, що дозволяє розвантажувати гідравлічні осьові сили.

Вал насоса опирається на кулькові радіально-упорні підшипники, які сприймають залишкові осьові й радіальні сили. Змащення підшипників рідке – масло И50А.

Відмінною рисою насоса є відсутність необхідності демонтажу трубопроводів при його розбиранні. Забезпечується це застосуванням сполучної пружної муфти із проміжним проставком. Крім цього, при розбиранні насоса відпадає необхідність у знятті електродвигуна.

3 Гідравлічні розрахунки

3.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача $Q = 12,5 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 50 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 3000 \text{ об/хв}$; густина рідини, що перекачується, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$:

$$ns = 34,3.$$

3.2 Вибір моделі робочого колеса

Визначимо попередньо діаметр робочого колеса за формулою [1]

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2gH}}{n}, \quad (3.1)$$

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50}}{3000} = 0,199 \text{ м.}$$

Виходячи з отриманих значень $ns = 37,6$ і $D_2 = 199 \text{ мм}$ вибираємо модельну проточну частину зі спіральним відводом ($ns = 40$). Параметри моделі: $D_{2M} = 160 \text{ мм}$; $n = 3000 \text{ об/хв}$; $\rho_M = 1000 \text{ кг/м}^3$.

При $ns = 37,6$ параметри моделі: $Q_M = 10,0 \text{ м}^3/\text{год}$; $H_M = 33,5 \text{ м}$; $\eta_M = 45\%$.

Для визначення геометричних розмірів його проточної частини насоса (робочого колеса, відводу) визначимо коефіцієнт геометричної подоби λ за формулою [3]:

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

де Q_H і Q_M – подача ступеня натурального й модельного насосів;
 H_H і H_M - напір ступеня натурального й модельного насосів;

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{15}{10}\right)^2 \cdot \frac{33,5}{50}} = 1,23.$$

Перерахуємо зовнішній діаметр натурального робочого колеса D_{2H} через коефіцієнт λ [1]:

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

де D_{2M} – діаметр робочого колеса моделі.

$$D_{2H} = 1,23 \cdot 160 = 197 \text{ мм.}$$

3.3 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

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 (мал. 3.1).

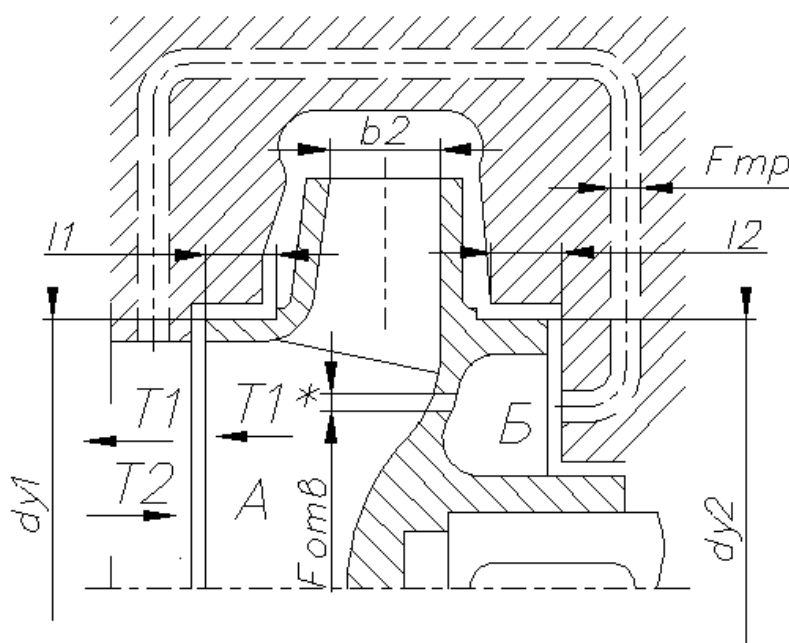


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил у насосі

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 у бік усмоктування.

Ця сила буде рівна [1]:

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right); \quad (3.4)$$

Із креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,037 \text{ м}; \quad r_2 = 0,0985 \text{ м.}$$

Окружна швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,197 \cdot 3000}{60} = 30,9 \text{ м/с.}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,0985^2 - 0,037^2) \cdot 9810 \cdot \frac{30,9^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,0985^2}{0,0985^2 - 0,037^2} \cdot \ln \frac{0,0985^2}{0,037^2} + \frac{0,0985^2 + 0,037^2}{2 \cdot 0,0985^2} - 2 \right) = 2646 \text{ Н.}$$

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

Сила T_2 рівна [1]:

$$T_2 = V \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.6)$$

де $V = 1$ - для радіальних коліс;

v_0 - швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.7)$$

де S_0 - площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi(D_o^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де D_o - діаметр входу в колесо, $D_o = 0,06$ м;

d_{BT} - діаметр втулки, $d_{BT} = 0$.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,06^2 - 0^2)}{4} = 0,0028 \text{ м}^2;$$

$$v_0 = \frac{12,5}{3600 \cdot 0,0028} = 1,24 \text{ м/с};$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 12,5}{3600 \cdot 9,81} \cdot 1,24 = 4 \text{ Н}.$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2 \quad (3.9)$$

$$T = 2646 - 4 = 2642 \text{ Н}.$$

3.4 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2 , \quad (3.10)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса,

$$D_2 = 0,197 \text{ м};$$

b_2 - ширина колеса на виході, що включає в себе й товщину його дисків,

$$b_2 = 0,0176 \text{ м}.$$

Коефіцієнт K_R залежить від n_S . При $n_S = 34,3$ $K_R = 0,1$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,1 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 0,197 \cdot 0,0176 = 170 \text{ Н} .$$

3.5 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]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.11)$$

де λ_1 і λ_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 λ_1 і λ_2 ухвалюють рівними:

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

Швидкість $v_0 = 1,49$ м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.12)$$

де U_1 – окружна швидкість на вході в колесо;

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.13)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0; \quad D_1 = 0,8 \cdot 0,06 = 0,048 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,048 \cdot 3000}{60} = 7,5 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (3.14)$$

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

При $\psi_1 = 1,3$:

$$v_{m1} = 1,3 \cdot 1,49 = 1,94 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{7,5^2 + 1,94^2} = 7,74 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{1,49^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{7,74^2}{2 \cdot 9,81} = 1,05 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (3.15)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{12,5}}{60 \cdot 1,05^{3/4}} = 1056.$$

Отримане значення $C = 982$ показує, що насос має задовільні кавітаційні якості [3].

4 Вибір кінцевого ущільнення вала

Вибір типу ущільнення

Кінцеві ущільнення передбачаються для ущільнення вала насоса в місці виходу його з корпусу й запобігають витокам перекачувальної рідини з насоса.

За умовами роботи хімічного насоса найбільш доцільне застосування торцевого ущільнення. Торцеві ущільнення мають ряд переваг: забезпечують практично повну герметичність, нормально працюють при підвищеній вібрації й не вимагають постійного догляду.

У конструкції насоса застосоване подвійне торцеве ущільнення (рис. 4.1).

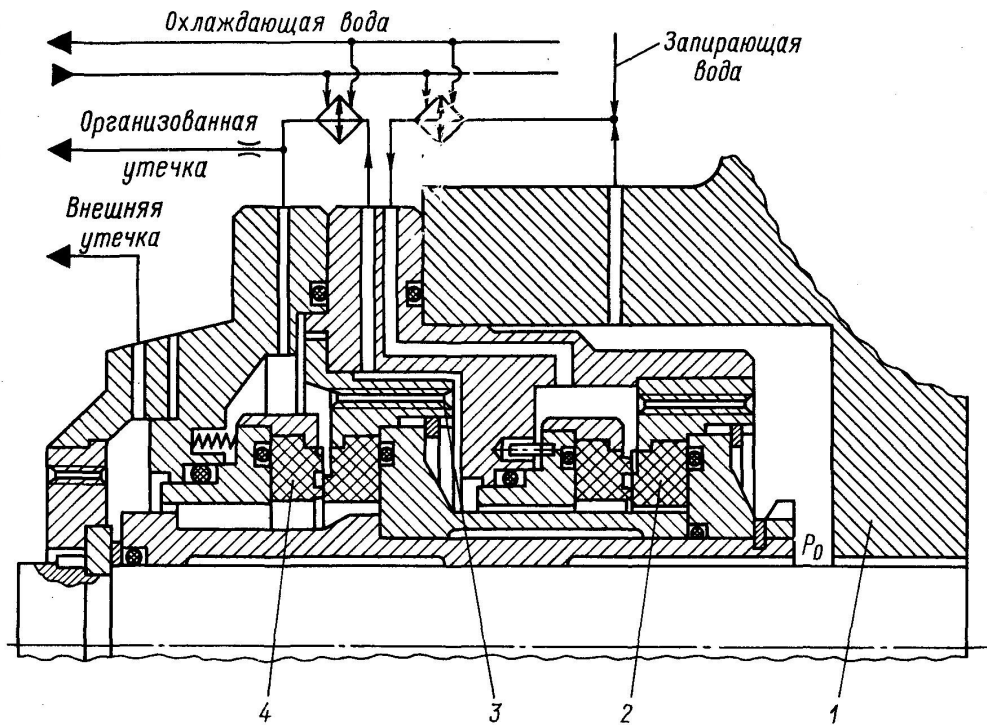


Рисунок 4.1 – Подвійне торцеве ущільнення : 1 - корпус насоса; 2 - перша ступінь ущільнення; 3 - дроселююча щілина; 4 - друга ступінь ущільнення

Ущільнення здійснюється по торцевій поверхні між необертової й обертової деталями (див. рисунок), які притискаються одна до іншої пружиною.

Матеріалом пари тертя служить графіт марки СГ-П, що володіє високими антикорозійними властивостями.

Для охолодження ущільнення підводять чисту замикаючу рідину від стороннього джерела.

Крім того, ця рідина перешкоджає потраплянню в ущільнення твердих часток, що втримуються в середовищі, що перекачується.

Зовнішні витоки через торцеве ущільнення не повинні перевищувати $3 \cdot 10^{-5}$ м³/год. При збільшенні витоку необхідно виконати відновлення шорсткості й площинності ущільнюючих поверхонь кілець пари тертя шляхом їхнього притирання.

5 Розрахунки на вибір двигуна

Вибір двигуна

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

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \text{ КВт} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 12,5 \cdot 50}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,45} = 3,78 \text{ КВт},$$

де $\eta = 0,45$ – ККД насоса в розрахунковій точці.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{эд}} = K \cdot N, \quad (5.2)$$

де $K = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт, що враховує припустиме граничне відхилення напору.

Ухвалюємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 3,78 = 4,0 \text{ КВт}.$$

Для привода насоса вибираємо електродвигун 4BP100S2 з параметрами [9]:

Потужність – 4 КВт;

Напруга – 380 В;

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

6 Визначення довговічності складальних одиниць і деталей насоса

6.1 Розрахунки реакцій в опорах вала

У конструкції насоса X 12,5-50 в опорах А і В установлені роликові радіально-упорні підшипники. Схема навантаження вала показана на рис. 6.1.

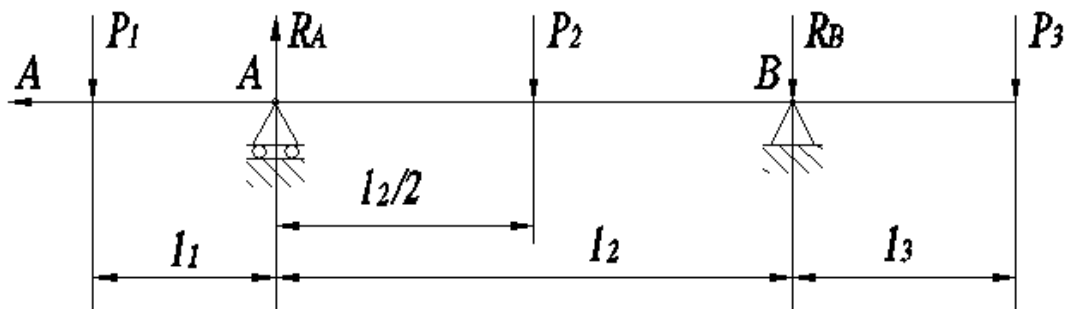


Рисунок 6.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається з виразу

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} G_{l_6} + R, \quad (6.1)$$

де G_K - вага робочого колеса, Н;

G_{l_6} - вага вала на ділянці l_1 , Н;

R - радіальна сила, Н.

$$G_K = 32 \text{ Н}; \quad G_{l_6} = 12 \text{ Н}; \quad R = 170 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 32 + \frac{1}{3} \cdot 12 + 170 = 206 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = 0,625 G_{2\theta}, \quad (6.2)$$

де $G_{2\theta}$ - вага вала між опорами.

$$G_{2\theta} = 18 \text{ Н}; \quad P_2 = 0,625 \cdot 18 = 12 \text{ Н.}$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\theta}, \quad (6.3)$$

де $G_{\text{ПМ}}$ - вага напівмуфти; $G_{3\theta}$ - вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 32 \text{ Н}; \quad G_{3\theta} = 6 \text{ Н.}$$

$$P_3 = 32 + \frac{1}{3} \cdot 6 = 34 \text{ Н.}$$

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: $l_1 = 0,170$ м; $l_2 = 0,130$ м; $l_3 = 0,06$ м.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3 (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3 (l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2}; \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{206 \cdot 0,170 - 34 \cdot (0,13 + 0,06) - 12 \cdot \frac{0,13}{2}}{0,13} = 214 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (6.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{12 \cdot 0,13 / 2 + 206 \cdot (0,17 + 0,13) - 34 \cdot 0,06}{0,13} = 466 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунки довговічності підшипників

По діаметру вала $d = 40$ мм вибираємо підшипник роликовий конічний однорядний радіально-упорний 7508-А ГОСТ 27365-87.

Статична вантажопідйомність

$$C = 50000 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C_d = 70400 \text{ Н.}$$

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

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [6]:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad (6.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (XVFr + YFa) \cdot K_T K_\delta. \quad (6.9)$$

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:

$$Fr = R_A = 466 H; \quad Fa = A = T = 2642 H.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіальної:

$$\frac{Fa}{VFr} = \frac{2642}{1 \cdot 466} = 5,67.$$

Визначаємо відношення

$$\frac{Fa}{C_o} = \frac{2642}{50000} = 0,053.$$

При цьому $e = 4,74$.

Т.к. $Fa/V \cdot Fr \geq e$, те коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,4$.

Коефіцієнт осьового навантаження Y :

$$Y = 1,26.$$

Динамічне навантаження

$$P = (0,4 \cdot 1 \cdot 466 + 1,26 \cdot 2642) \cdot 1 \cdot 1,2 = 4218 H.$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{70400}{4218} \right)^3 = 25800 \text{ ч.}$$

Підшипники задовольняють необхідному терміну служби.

6.3 Розрахунки вала на статичну міцність

Розрахунки проводимо за методикою [6].

Для визначення напруг у перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

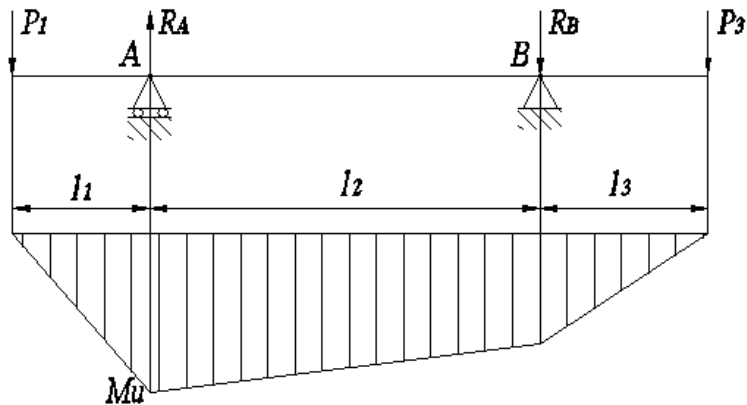


Рисунок 6.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перетині А

$$M_u = P_1 \cdot l_1, \quad (6.10)$$

$$P_1 = 206 \text{ Н}; l_1 = 0,170 \text{ м};$$

$$M_u = 206 \cdot 0,17 = 35 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де N – потужність насоса; $N = 3,78$ Квт.

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{3,78}{3000} = 12,0 \text{ Нм}$$

Момент опору перетину вала в точці А:

$$W_{II} = 0,1d^3, \quad (6.12)$$

де $d = 40$ мм – діаметр вала під підшипником

$$W_{II} = 0,1 \cdot 0,04^3 = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крутінню

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (6.13)$$

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,04^3 = 12,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_{II} = \frac{M_u}{W_{II}}, \quad (6.14)$$

$$\sigma_{II} = \frac{35}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 5,47 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,47 \text{ МПа.}$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (6.15)$$

$$\tau_{KP} = \frac{12,0}{12,8 \cdot 10^{-6}} = 0,94 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,94 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\sigma_{II}^2 + 3\tau_{KP}^2}, \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{5,47^2 + 3 \cdot 0,94^2} = 5,7 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 30Х13;

Границя текучості $\sigma_T = 735$ МПа.

Запас міцності по границі текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (6.17)$$

$$n_T = \frac{735}{5,7} = 128$$

Умова міцності виконується

6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунків

Матеріал вала – Сталь 30Х13.

Границя текучості - $\sigma_T = 735$ МПа.

Матеріал шпонки – Сталь 30Х13.

Границя текучості - $\sigma_T = 735$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 12Х18Н9ТЛ.

Границя текучості - $\sigma_T = 216$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{KP} = 12,0 \text{ Нм.}$$

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

$$\sigma_{CM} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot t_2}, \quad (6.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_2 - глибина врізання шпонки в колесо;

d - діаметр вала.

Розмір шпонки під колесом, мм: $b \times h \times l=8 \times 7 \times 36$

$$d = 24 \text{ мм}; \quad l_p = l - e = 36 - 8 = 28 \text{ мм}; \quad t_2 = 3,3 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 12,0}{0,024 \cdot 0,028 \cdot 0,0033} = 10,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 10,8 \text{ МПа}.$$

напруга, що допускається, змінання обчислюємо для матеріалу (колесо) низьку межу, що має самий, плинності.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_T \quad (6.19)$$

Для матеріалу колеса

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 216 = 120 \text{ Мпа}.$$

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

Умова міцності на змінання виконується.

7 Економічна частина

Організація обслуговування й ремонту насоса

Організація обслуговування й ремонту насоса здійснюється відповідно до системи технічного обслуговування і ремонту.

Оскільки насоси даного типу призначені для агресивних рідин, вони у першу чергу повинні відповідати вимогам безпеки. У процесі експлуатації повинні виконуватися певні вимоги, які дозволять зберегти ресурс насоса в рамках нормативного. При цьому повинні виконуватися наступні вимоги [10]:

- тривала й безперебійна робота насоса в значній мірі залежить від правильного їхнього складання й уважного догляду. Під час роботи насоса необхідно перевіряти:
 - а) періодично показання манометра й вакуумметра;
 - б) температуру підшипників, яка не повинна перевищувати 82⁰С;
 - в) середньоквадратичне значення віброшвидкості, заміряне на корпусі підшипника насоса й електродвигуна, не повинне перевищувати 4,5 мм/с;
 - г) зовнішні витоки через торцеві ущільнення не повинні перевищувати 3x10⁻⁵ м³/год. При збільшенні зовнішніх витоків необхідно виконати відновлення шорсткості й площинності ущільнюючих поверхонь кілець пари тертя;
- 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 45⁰С;
- забороняється пуск агрегату в роботу без попереднього заповнення його рідиною, що перекачується, 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.7.1).

Таблиця 7.1

Ном .	Найменування, несправності, зовнішній прояв і додаткові ознаки	Імовірна причина	Метод усунення
1	Насос не подає рідину	Насос і усмоктувальний трубопровід не були залиті перед пуском.	Виключити двигун залити насос і усмоктувальний трубопровід.
		Приймний клапан негерметичний і не тримає рідину (рідина йде з насоса).	Розібрати й очистити приймний клапан, зібрати й перевірити чи тримає він рідину.
		Засмоктується повітря через нещільності в з'єднання 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 водозбірника. 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 збільшилось розрідження у всмоктувальному патрубку.	Поглибити насос так, щоб висота всмоктування не перевищувала допустиму.
3	Насос не створює напір	Негерметичність з'єданого трубопроводу.	Підтягти з'єднання трубопроводу.
		Зношування ущільнювальних кілець і паясків робочих коліс	Розібрати й відновити зношені деталі

Продовження таблиці 7.1

4	Насос вібрає під час роботи	Неправильне центрування електродвигуна з насосом	Відцентрувати агрегат.
		Зношений підшипник.	Замінити підшипник.
		Насос працює в кавітаційному режимі.	Установити насос із меншим номінальним напором. Очистити сітку прийомного клапана. Збільшити діаметр усмоктувального трубопроводу.
5	Збільшення витоків через ущільнення	Зношування силіцированих кілець у торцевому ущільненні.	Зробити притирання кілець.
		Зношування гумових кілець	Замінити гумові кільця

8 Охорона праці

Стійкість роботи промислових об'єктів у надзвичайних ситуаціях

Підвищення стійкого функціонування об'єктів економіки і систем життєзабезпечення в надзвичайних ситуаціях (НС) завжди було одним з головних напрямків діяльності людей. В процесі розвитку цивілізації, науково-технічного прогресу з одного боку поліпшуються умови життя людей, але зростає ймовірність виникнення НС. Зростає ризик у житті людей, ризик виникнення техногенних і природних катастроф.

Усі потенційно-небезпечні виробництва так чи інакше пов'язані з усіма видами діяльності людини і їх неможливо виключити зі сфери виробництва. На потенційно-небезпечних об'єктах при певних умовах виникають техногенні аварії і катастрофи, з яких найбільш типовими є вибухи, пожежі, затоплення, радіаційне забруднення, хімічне і біологічне зараження та інше. Якщо завчасно не провести заходи щодо підвищення сталої роботи об'єктів господарської діяльності і захисту населення, то при виникненні НС може призвести до різкого спаду промислового виробництва, порушенню енергетичних систем, величезним людським і матеріальним збиткам.

Сучасне промислове підприємство являє собою комплекс, що складається з працівників і службовців, будівель і споруд, в яких розміщені виробничі цехи з технологічним обладнанням, системи енерго-, водопостачання, а також інженерних і транспортних комунікацій, запасів сировини, палива, матеріалів, системи виробничих і кооперативних зв'язків, системи управління виробництвом. Кожен з цих елементів

впливає на сталість роботи ОГД, на випуск продукції. При розробці заходів по підвищенню стійкості роботи промислового об'єкту необхідно враховувати усі його елементи. Необхідно проводити аналіз уразливості як об'єкта в цілому, так і його елементів.

Сутність поняття стійкості роботи об'єктів господарської діяльності

Під стійкістю роботи ОГД розуміють його спроможність в умовах НС випускати продукцію в запланованому обсязі та номенклатурі, а при отриманні середнього ступеню руйнувань або порушенні зв'язків з кооперацією та поставок відновлювати виробництво у мінімально стислі терміни. Під стійкістю ОГД розуміють спроможність усього інженерно-технічного комплексу підприємства, тобто будівель, споруд, верстатного та технологічного устаткування, транспортних і технічних комунікацій, протистояти руйнівній дії НС.

На стійкість роботи ОГД в умовах НС впливають наступні чинники:

- надійність захисту робітників та службовців;
- спроможність інженерно-технічного комплексу об'єкта протистояти у визначеному ступені уражуючим чинникам стихійного лиха, аварій, катастроф та сучасних видів зброї;
- захищеність об'єкта від вторинних уражуючих чинників (пожеж, вибухів, зараження ОР та СДОР);
- надійність забезпечення об'єкта всім необхідним для виробництва;
- стійкість та безперервність управління виробництвом та цивільною обороною;

- підготовленість об'єкта до ведення рятувальних робіт.

Шляхи і способи підвищення стійкості роботи промислових об'єктів

Вищезазначені чинники є основними загальними для усіх ОГД.

Шляхи підвищення стійкості роботи в умовах НС:

- забезпечення надійного захисту робітників та службовців від уражуючих чинників застосування сучасної зброї, аварій, катастроф і стихійного лиха;
- захист основних виробничих складових від уражуючих чинників, в тому числі і від вторинних, які виникають в умовах НС;
- стійке забезпечення всім необхідним для випуску запланованої продукції;
- підготовка до відновлення порушеного виробництва;
- підвищення надійності та оперативності управління виробництвом та ЦО.

Захист робітників та службовців досягається 4 основними способами:

- укриття людей в захисних спорудах;
- проведення евакозаходів;
- радіаційно-хімічний захист;
- медичний і біологічний захист.

Надійно захистити виробничий персонал об'єкта можливо лише при комплексному використанні всіх основних способів захисту. Захист виробничих фондів полягає у підвищенні стійкості будівель, споруд і конструкцій об'єкта до уражуючих чинників та захисті технологічного

обладнання, верстатів, систем і комунікацій та інших засобів, що формують основу виробничого процесу.

Створення надійних систем електро-, водо-, та тепло забезпечення об'єктів:

а) підвищення стійкості електрозабезпечення:

- розподіл схеми електромережі на незалежно працюючі частини;
- закільцювання електромереж та підключення їх до декількох джерел енергозабезпечення;
- створення резерву ДЕС.

б) підвищення стійкості систем водопостачання

- водопостачання від двох незалежних джерел, одне з яких підземне;
- захист вододжерел та резервуарів чистої води;
- створення обвідних ліній навколо водонапірних веж.

в) підвищення стійкості систем газо-, тепло-, та паливозабезпечення

- розподільні газопроводи робити підземними;
- газорозподільні станції та опорні пункти обвідних газопроводів передбачати в підземному варіанті;
- встановлювати в основних вузлових точках систем газозабезпечення автоматичні вимикачі.

Підвищення протипожежної стійкості:

- максимальне скорочення запасів паливо- та вибухонебезпечних речовин;
- проведення протипожежних заходів;
- підготовка сил і засобів пожежогасіння.

Створення стійкості системи матеріально-технічного постачання

ОГД створюють запаси сировини, палива, комплектуючих вузлів і деталей, обладнання, які дозволяють продовжувати роботу на випадок дезорганізації постачання.

Створення стійкості системи управління:

- підготовка ПУ (захищених);
- забезпечення ПУ засобами зв'язку;
- використання автоматизованої системи управління;

Підготовка до прискореного відновлення порушеного виробництва:

- розробка необхідної технічної та технологічної документації;
- створення запасів матеріальних засобів для встановлення робіт;
- розробка розрахунків сил і засобів для відновлювальних робіт;
- визначення вірогідної черговості робіт по відновленню виробництва з урахуванням наявних ресурсів.

Крім того, на стійкість роботи ОГД буде впливати наявність підготовленої робочої сили.

Підвищення надійності та оперативності управління виробництва:

- створення на об'єкті стійкої системи зв'язку;
- висока підготовка керівного складу;
- своєчасне прийняття вірних рішень та постановка завдань підлеглим у відповідності до обстановки, що склалася.

Підвищення стійкості роботи ОГД досягається завчасним проведенням комплексу інженерно-технічних, технологічних та організаційних заходів, які спрямовані на максимальне зниження дії уражуючих чинників і створення умов для ліквідації наслідків НС.

Інженерно-технічні заходи – це комплекс робіт, що забезпечують підвищення стійкості виробничих будівель і споруд, обладнання, комунально-енергетичних систем.

Технологічні заходи забезпечують підвищення стійкості роботи об'єкта шляхом зміни технологічного процесу, що сприяє спрощенню виробництва продукції та усуває можливість виникнення вторинних уражуючих чинників.

Організаційні заходи – передбачають розробку і планування дій керівного, командно-начальницького складу штабу, служб і формування ЦО при захисті робітників і службовців, проведенні рятувальних та інших невідкладних робіт, відновлення виробництва.

Організація і проведення досліджень з оцінки стійкості об'єкта

Дослідження стійкості роботи ОГД – це всебічне вивчення обстановки, яка може скластися під час НС та визначення її впливу на виробничу діяльність підприємства. Мета дослідження полягає в тому, щоб вивчити слабкі місця в роботі об'єкта та виробити найбільш ефективні

пропозиції, спрямовані на підвищення його стійкості. Дослідження стійкості роботи ОГД проводяться силами інженерно-технічного персоналу із залученням спеціалістів науково-дослідних та проектних організацій. Організатором та керівником досліджень є керівник підприємства.

Увесь процес планування і проведення досліджень поділяється на три етапи:

- I етап – підготовчий;
- II етап – оцінка стійкості роботи ОГД;
- III етап – розроблення заходів, які підвищують стійкість роботи ОГД.

На першому етапі розробляються керівні документи, які визначають склад учасників досліджень та організовується їх підготовка.

Основними документами для організації досліджень стійкості роботи ОГД є:

- наказ керівника підприємства щодо проведення досліджень;
- календарний план основних заходів з підготовки до проведення досліджень;
- план проведення досліджень.

На другому етапі проводиться безпосереднє дослідження стійкості роботи об'єкта. В ході досліджень визначаються умови захисту робітників та службовців від уражуючих чинників, проводиться оцінка уразливості виробничого комплексу від різних уражуючих чинників, оцінюється

характер можливих пошкоджень, вивчається стійкість роботи системи забезпечення та кооперативних зв'язків з іншими об'єктами, визначаються вразливі місця в системі управління виробництвом.

На третьому етапі – підбиваються підсумки проведених досліджень. Групи спеціалістів за підсумками досліджень готують підсумки і пропозиції по захисту робітників та службовців і підвищення стійкості елементів виробництва, які досліджуються.

Група комплексних досліджень на основі доповідей інших груп складає загальний план, в якому визначаються:

- можливості щодо захисту робітників і службовців в НС;
- загальна оцінка стійкості об'єкта, найбільш слабкі (вразливі) ділянки виробництва, практичні заходи, терміни та обсяги робіт, які виникають у повсякденній роботі та при загрозі виникнення НС;
- порядок та приблизні терміни проведення відновлювальних робіт при різних ступенях руйнування.

За результатами досліджень розробляються плани, в яких визначаються відповідні заходи, необхідні кошти на їх проведення, терміни і відповідальні особи за їх виконання.

У зв'язку з тим, що заходи щодо підвищення стійкості роботи ОГД виконуються завчасно, з оголошенням загрози виникнення НС та в умовах НС, відповідні плануючі документи, для зручності користування ними, складаються на кожну можливу ситуацію.

1. Перспективний план заходів щодо підвищення стійкості роботи ОГД, які проводяться завчасно.

2. План-графік проведення заходів з підвищення стійкості роботи ОГД при загрозі виникнення НС.

3. Графік безаварійної зупинки підприємства.

Правильність проведення розрахунків перевіряється на спеціальних навчаннях.

Висновки

У бакалаврській роботі розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального хімічного насоса з параметрами: подача $Q = 12,5 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 50 \text{ м}$.

У розрахунково-пояснювальній записці обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса, виконано гідравлічні розрахунки: розмірів робочого колеса, осьової і радіальної сил, кавітаційних якостей насоса.

Обрано тип двигуна й ущільнення насоса.

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

В економічній частині розглянуто організацію технічного обслуговування й ремонту насоса.

У розділі охорони праці розглянуто стійкість роботи промислових об'єктів у надзвичайних ситуаціях.

Обсяг графічного матеріалу – 4 аркуші ф. А1.

Список літератури

1. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Насоси X [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: <http://piramida-1.com.ua/Nasosi/ah-nasos.jpg>.
3. Лопастные насосы: Справочник /В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.
4. Бакланов Н. А. Насосы в химической промышленности / Н. А. Бакланов. – 2-е изд., перераб. – Ленинград : Химия, 1977. – 71 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов/Под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
7. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для техн. спец. вузов /П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. вузов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
8. ГОСТ 12.0.003-74 «Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».
9. Електродвигун 4ВР 100S2 [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: <https://ufk-techno.ru/1435.htm>.
10. Насоси відцентрові консольні типу "ХЕ" і "Х". Паспорт.
11. Охорона праці (техніка безпеки) : навчальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. – Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.

12. Стійкість роботи промислових об'єктів у надзвичайних ситуаціях [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: http://info-library.com/content/2421_Stiikist_roboti_promislovih_obektiv_y_nadzvichainih_sityaciyah.html.

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