

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ

«__» _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

Відцентровий насос для перекачування гарячої води

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

Виконавець роботи _____
(підпис)

Лучка Д. С.
(прізвище, ініціали)

Керівник _____
(підпис)

Кулініч С. П.
(прізвище, ініціали)

Суми 2020

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 8.131 – Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Лучка Денис Сергійович

(прізвище, ім 'я , по батькові)

1. Тема роботи: Відцентровий насос для перекачування гарячої води

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

2. Термін здавання студентом закінченої роботи 12.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи Q= 32 м3/год; H=45 м; густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) відцентрові консольні насоси, призначення; обґрунтування та вибір конструктивної схеми насоса; опис конструкції; гідравлічні розрахунки: розрахунок робочого колеса, розрахунок осьової і радіальної сил, розрахунок насоса на кавітацію; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки до вибору двигуна; механічні розрахунки: реакцій в опорах вала, довговічності підшипників, вала на статичну міцність, шпонкового з'єднання; розділ охорони праці, економічна частина; висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення деталі; (презентація)

6. Консультанти з роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1.	Підбір матеріалів по темі магістерської роботи	22.09-27.09. 2020 р.	
2.	Відцентрові консольні насоси, призначення	28.09-30.09. 2020 р.	
3.	Обґрунтування та вибір конструктивної схеми насоса	01.10-04.10. 2020 р.	
4.	Опис конструкції насоса. Виконання розділів практики.	05.10- 11.10.2020 р.	
5.	Складання звіту з переддипломної практики.	12.10-18.10.2020 р.	
6.	Розроблення насосного агрегату КО 32-45: гідравлічні розрахунки.	19.10-25.10.2020 р.	
7.	Механічні розрахунки. Монтажне креслення агрегату.	26.10-01.11.2020 р.	
8.	Складальне креслення насоса, креслення робочого колеса. Розділ охорони праці.	02.11-29.11.2020 р.	
9.	Креслення деталі. Економічна частина	30.11-03.12. 2020 р.	
10.	Оформлення РПЗ, графічних матеріалів та розробка презентації	04.12-12.12.2010 р.	

Дата видачі завдання « 22 » 09 2020 р.

Студент _____ Лучка Д. С.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ Кулініч С. П.
(підпис) (прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 50 с., 6 рисунків, 1 таблиця, 15 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Відцентровий насос для перекачування гарячої води».

Графічні матеріали: 4 листи формату А4 (презентація) – монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення ротора.

Мета роботи – аналіз основних конструкцій відцентрових консольних насосів і розроблення відцентрового насоса КО 32-45 для перекачування гарячої води.

Відповідно до поставленої мети було:

- розглянуто основні види консольних відцентрових насосів;
- обґрунтовано й обрано конструкцію насоса;
- наведено опис конструкції;
- проведені гідравлічні розрахунки;
- обрані тип кінцевого ущільнення вала й двигун насоса;
- виконані механічні розрахунки.

Розроблена конструкція насоса КО 32-45 для перекачування гарячої води.

У розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек у проектуваному насосі.

У економічному розділі розглянуто організацію обслуговування і ремонту обладнання.

Складена презентація.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ, ПІДШИПНИК, ДОВГОВІЧНІСТЬ.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	
РЕФЕРАТ	
ВСТУП.....	6
1 ОБГРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	8
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА.....	9
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	11
3.1 Визначення основних розрахункових даних.....	11
3.2. Розрахунок і проектування робочого колеса.....	11
4 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ СИЛ В НАСОСІ.....	20
4.1 Визначення осьової сили, яка діє на ротор насоса.....	20
4.2 Визначення радіальної сили.....	22
5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ.....	25
6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА.....	25
6.1 Вибір типу ущільнення.....	25
6.2 Розрахунок потужності в ущільненні.....	26
7 РОЗРАХУНКИ ДО ВИБОРУ ДВИГУНА.....	28
Вибір двигуна.....	28
8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	29
8.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	29
8.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	31
8.3 Розрахунок вала на статичну міцність.....	32
8.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом.....	35
9 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	36
Організація обслуговування і ремонту обладнання.....	36
10 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	40
Аналіз потенційних небезпек у проектуваному насосі.....	40
ВИСНОВКИ.....	48
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	49

ВСТУП

Відцентрові насоси є найпоширенішими й призначені для подачі холодної або гарячої чистої води, агресивних рідин, стічних вод, а також рідких сумішей і в'язких рідин. Принцип дії базується на передачі кінетичної енергії обертового робочого колеса часткам речовини між його лопатями. Під впливом відцентрової сили рідина із зони робочого колеса подається в корпус насоса й далі, а на її місце надходить нова рідина під дією тиску повітря. У такий спосіб забезпечується безперервна робота насоса [11]. На рис. 1 наведено загальний вигляд консольного відцентрового насоса типу К.



Рисунок 1 – Відцентровий консольний насос на фундаментній рамі з осьовим усмоктуванням [11]

Застосування:

- перекачування чистої або слабо забрудненої води без твердих домішок для цілей циркуляції, подачі й підвищення тиску;
- перекачування води для систем опалення холодної й господарської води; для використання в системах комунального водопостачання й зрошення, в устаткуванні для будинків і споруджень загального користування.

Консольні відцентрові насоси типу КО застосовуються для перекачування чистої води (холодної, гарячої до 120° С) у системах водопостачання структур ЖКГ, муніципальних водоканалів, для забезпечення додаткової циркуляції в системах водо- і теплопостачання житлових і господарських об'єктів, для забезпечення технологічних процесів промислових підприємств включаючи нафтопереробні й

металургійні галузі, у системах пожежогасіння житлових і цивільних об'єктів, на об'єктах теплоенергетики – ТЕС, АЕС, для забезпечення роботи основних і допоміжних систем станцій, пов'язаних з використанням чистої й технічної води.

Конструкція насоса КО аналогічна насосам К і 2 К [12]. Насос відцентровий, горизонтальний, консольний із сальниковим ущільненням вала. Корпус насоса представляє виливок, у якому виконані вхідний і вихідний патрубки, спіральна камера й опорні лабети. Вхідний патрубок розташований по осі обертання, вихідний патрубок спрямований вертикально нагору й має радіальний вихід. Робоче колесо - одnobічного входу, закритого типу. Підведення рідини до робочого колеса - осьове. Робоче колесо має симетричні ущільнення й розвантажувальні отвори на основному диску, що знижують осьову силу й тиск на сальник. Ротор насоса приводиться в обертання електродвигуном через пружну втулочно-пальцеву муфту. Опорами ротора служать два підшипники, установлені у кронштейні.

Особливості й переваги насоса:

- 1) для надійної роботи при температурі перекачуваної рідини до 120°C використовується рідке мастило підшипників - індустріальне масло;
- 2) різні виконання по діаметру робочих коліс, у тому числі на вимогу замовника, дозволяють оптимально підібрати параметри насоса залежно від необхідних характеристик на місці експлуатації;
- 3) застосування сальникового набивання із сучасних матеріалів на основі терморозширювального графіту значно скорочує час на обслуговування й ремонт насоса.

1 ОБГРУНТУВАННЯ І ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані: подача $Q = 32 \text{ м}^3/\text{г}$; напір $H = 45 \text{ м}$; $n=2900 \text{ об/хв}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступінчастих насосів типу К (ГОСТ 22247-96 «Насосы центробежные консольные для воды»). Це найбільш поширена група насосів, призначених для перекачування чистих або злегка забруднених, хімічно нейтральних, малов'язких рідин з температурою до 100°C . Відповідно до цього ряду насосів вибираємо одноступінчастий насос консольного типу із закритим робочим колесом.

Коефіцієнт швидкохідності розраховуємо за формулою [1]:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}, \quad (1.1)$$

де n – частота обертання валу, об/хв;

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проектованого насоса дорівнює 1.

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 2900 \cdot \sqrt{32}}{45^{\frac{3}{4}} \cdot 60} = 57,4.$$

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Агрегат електронасосний складається з насоса та приводного двигуна, встановлених на загальній плиті і з'єднаних за допомогою втулко-пальцевої муфти, закритою огорожею.

Насос типу КО 32 – 45 (рис. 2.1) – відцентровий, консольний, горизонтальний з осьовим входом.

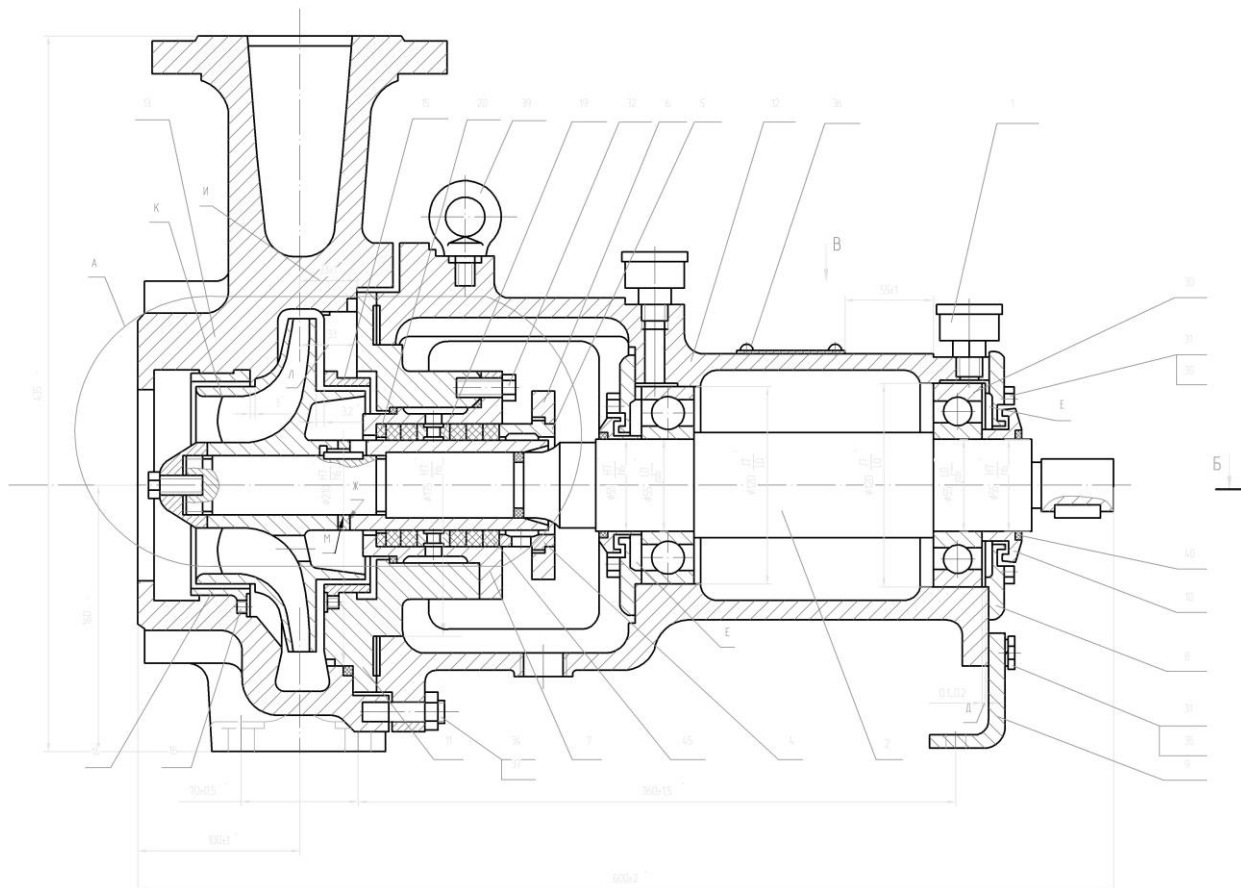


Рисунок 2.1 – Конструкція насоса КО 32-45

Базовою деталлю насоса є спіральний корпус, напірний патрубок якого направлений вертикально вгору.

Опірні лапи насоса розташовані на корпусі насоса. Кінцеве ущільнення насоса сальникового типу.

Мастило підшипників консистентне.

В якості привода насоса застосовується асинхронний електродвигун.

Насос і двигун з'єднуються між собою за допомогою пружної втулко- пальцевої муфти. Муфта закрита огорожею, встановленою на фундаментній плиті.

Основними складовими одиницями насоса є корпус і виємна частина.

Виємна частина є самостійною складовою одиницею, що дозволяє проводити її ремонт, не від'єднуючи корпус насоса від відповідного і підвідного трубопроводів.

До складу виємної частини входять: кронштейн, корпус сальника, колесо робоче, вал, напівмуфта насоса, ущільнення вала і кріпильні вироби.

В ущільненні вала застосована м'яка сальникова набивка з одношаровим оплетенням сердечника типу АГИ по ДСТУ 5152-84.

Підтягування набивки в процесі експлуатації здійснюється за допомогою втулки, яка складається з двох половин і нажимного фланця. Кільце оберігає набивку від витискування в порожнину розвантажувальної камери.

Щоб не виникало підсосу повітря в порожнину насоса при тиску на вході, нижче атмосферного, і створення умов нормальної його роботи, до сальника необхідно подавати замикаючу воду. Місце підведення води закрите.

Розвантаження ротора від осьових сил забезпечується вибором щільного ущільнення на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відведення рідини з розвантажувальної камери здійснюється крізь отвори в колесі.

Залишкові зусилля сприймаються підшипниками кочення, які є опорами ротора.

Напрями обертання ротора насоса – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися зі сторони приводу. Передача крутного моменту здійснюється за допомогою пружної втулко-пальцевої муфти.

Насос КО 32-45 призначений для перекачування гарячого конденсату в пароводяних мережах теплових електростанцій, що працюють на органічному паливі, а також рідин, схожих з конденсатом по в'язкості і хімічній активності.

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

3.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача $Q = 32 \text{ м}^3/\text{г}$; напір $H = 45 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 2900 \text{ об/хв}$; густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання $n = 2900 \text{ об/хв}$:

$$n_s = 57,4.$$

3.2 Розрахунок і проектування робочого колеса

При розрахунку і проектуванні робочого колеса використані рекомендації робіт [2, 3].

1 Визначення основних геометричних параметрів

1 Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3.1)$$

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 2900 \cdot \sqrt{0,0088}}{45^{3/4}} = 57,4.$$

2 Визначення приведенного діаметра входу [1]:

$$D_{1.нр} = K_{вх} \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (3.2)$$

де $K_{вх}=(4,1-4,5)$ – коефіцієнт входу.

$$D_{1.нр} = 4.5 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,0088}{2900}} = 65,15 \text{ мм.}$$

3 Визначення повного ККД насоса [2]:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_m \cdot \eta'_m, \quad (3.3)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_z - гідравлічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{n_s^{2/3}}}, \quad (3.4)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{2900^{0,66}}} = 0,94.$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1,np} - 0,172)^2}, \quad (3.5)$$

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 65,15 - 0,172)^2} = 0,84.$$

Механічний ККД:

З діапазону $\eta_m = 0,95 - 0,99$ вибираємо $\eta_m = 0,97$.

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad (3.6)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{57,4^2}} = 0,80.$$

Тоді: $\eta = 0,94 \cdot 0,84 \cdot 0,97 \cdot 0,80 = 0,61$.

4 Визначаємо потужність, яка споживається насосом:

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

де ρ - густина рідини.

Оскільки ми рахуємо колесо, яке працюватиме на воді, то приймаємо густину води рівну $\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0088 \cdot 45}{0,61} = 6,43 \text{ кВт.}$$

5 Теоретичний напір колеса:

$$H_T = \frac{H}{\eta_e}, \quad (3.8)$$

$$H_T = \frac{45}{0,84} = 53,57 \text{ м.}$$

6 Визначаємо максимальну потужність на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = 1,1 \cdot N, \quad (3.9)$$

$$N_{\text{max}} = 1,1 \cdot 6,43 = 7,07 \text{ кВт.}$$

7 Визначення діаметру вала.

Діаметр вала визначається з розрахунку вала на міцність за формулою:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2[\tau]}} \text{ м} \quad (3.10)$$

де $[\tau]$ - допустима напруга на кручення, Н/м².

Приймаємо $[\tau] = 150 \cdot 10^5$.

$M_{\text{кр}}$ – крутний момент на валу насоса, Нм.

$$M_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot N_{\text{max}}}{\pi \cdot n}, \quad (3.11)$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot 7070}{3,14 \cdot 2900} = 23,08 \text{ Нм.}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{23,08}{0,2 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,019 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_e = 20 \text{ мм.}$

8 Визначення діаметра втулки.

Діаметр втулки вибираємо по залежності:

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_{\epsilon} , \quad (3.12)$$

$$d_{em} = (1,2 - 1,25) \cdot 38 = 1,25 \cdot 20 = 25 \text{ мм.}$$

9 Визначення діаметра вхідної втулки за формулою:

$$D_o = \sqrt{D_{inp}^2 + d_{em}^2} , \quad (3.13)$$

$$D_o = \sqrt{65,15^2 + 25^2} = 69,78 \text{ мм.}$$

10 Швидкість на вході в робоче колесо приймаємо рівною:

$$V_o = \frac{Q_{p.k}}{S_{ex}} , \quad (3.14)$$

де $Q_{p.k}$ - витрата рідини, що проходить через робоче колесо, м³/с.

$$Q_{p.k} = \frac{Q}{\eta_o} , \quad (3.15)$$

$$Q_{p.k} = \frac{0,0088}{0,94} = 0,0094 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$S_{ex} = \frac{\pi D_{inp}^2}{4}$ - площа входу.

$$V_o = \frac{0,0094}{0,0033} = 2,85 \text{ м/с.}$$

Це швидкість без урахування стиснення потоку лопатями робочого колеса на вході.

11 Визначення діаметра, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_o , \quad (3.16)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 69,78 = 55,82 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_1 = 60 \text{ мм.}$

12 Визначаємо витратну складову швидкості з урахуванням стиснення потоку:

$$V_{1m} = \Psi_1 \cdot V'_{1m}, \text{ м/с} \quad (3.17)$$

де Ψ_1 - коефіцієнт стиснення потоку на вході в робоче колесо $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$;

V'_{1m} - витратна складова на вході без урахування стиснення потоку лопатями.

Приймаємо $V'_{1m} = V_o = 1,26 \text{ м/с}$.

$$V_{1m} = 1,26 \cdot 2,85 = 3,42 \text{ м/с}.$$

13 Кут атаки:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1}, \quad (3.18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi R_1 n}{30}; \quad (3.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 55,82 \cdot 2900}{30 \cdot 2} = 8,47 \text{ м/с}.$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,42}{8471,6} = 21,9.$$

14 Вибираємо кут установки лопаті на вході.

$$\beta_{1z} = \beta_{1n} + \Delta\beta; \quad (3.20)$$

де $\Delta\beta = 3 - 8$. Приймаємо $\Delta\beta = 5^\circ$.

$$\beta_{1z} = 21,9 + 5 = 27,9^\circ.$$

15 Вибираємо кількість лопатей і їх товщину

Згідно рекомендації, кількість лопатей робочого колеса для чистих рідин вибирають від 5 до 8. Товщину на вході приймаємо від 3 до 4 мм.

Приймаємо кількість лопатей $z = 6$ мм, а товщину на вході $S_1 = 3$ мм.

Уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на вході:

$$\Psi'_1 = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_{1,\tau}}}, \quad (3.21)$$

де t_1 - крок установки лопатей.

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}, \quad (3.22)$$

де z – кількість лопатей.

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 55,82}{6} = 29,21 \text{ мм.}$$

$$\Psi'_1 = \frac{29,21}{29,31 - \frac{3}{\sin 27,9}} = 1,27.$$

$$|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01.$$

$$|1,27 - 1,26| = 0,01 \leq 0,01 - \text{ умова для коефіцієнта стиснення потоку виконується.}$$

16 Ширина робочого колеса на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{p,\kappa}}{\pi D_1 V_{1,m}}; \quad (3.23)$$

$$b_1 = \frac{0,0094}{3,14 \cdot 0,0558 \cdot 3,42} = 0,0157 = 16 \text{ мм.}$$

17 Визначаємо геометричні параметри на виході з робочого колеса.

Якщо $ns < 100$, то для знаходження діаметра використовуємо формулу [1]:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}; \quad (3.24)$$

де $m_2 = 19,1$.

$$D'_2 = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 45}}{2900} = 0,196 \text{ мм.}$$

18 Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса:

$$V'_{2M} = (0,5 \dots 1,0) \cdot V'_{1M}; \quad (3.25)$$

$$V'_{2i} = 0,8 \cdot 2,85 = 2,28 \text{ м/с.}$$

19 Визначаємо швидкість на виході з робочого колеса.

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначається з трикутників швидкостей залежно від прийнятого значення V_{2M} так, щоб отримати співвідношення швидкостей $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$.

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{V'_{2i}}{V'_{1i}} \sin \beta_{1\varepsilon} \right), \quad (3.26)$$

де Ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса.

З діапазону $\Psi_2 = (1,05 - 1,1)$ беремо $\Psi_2 = 1,08$.

Відношення швидкостей:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s),$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054n_s + 4 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3; \quad (3.27)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 3,098 + 1,317 - 0,052 = 1,867.$$

Таким чином:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{1,08}{1,25} \cdot 1,867 \cdot \frac{2,28}{2,85} \sin 27,9 \right) = 37,15^\circ.$$

20 Уточнюємо зовнішній діаметр колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей.

$$U_2 = \frac{V_{2i}}{2tg\beta_2} \sqrt{\left(\frac{V_{2i}}{2tg\beta_2} \right)^2 + gH_{T\infty}}, \quad (3.28)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса з нескінченним числом лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_z \cdot K_z}, \quad (3.29)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

$$K_z = \frac{1}{1+P}, \quad (3.30)$$

$$P = 2 \frac{\Psi}{2} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2}, \quad (3.31)$$

Якщо $n_s < 150$ то $\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \sin 37,15 = 0,96.$$

$$P = 2 \frac{0,96}{2} \frac{1}{1 - \left(\frac{0,0558}{0,196} \right)^2} = 1,047.$$

$$K_z = \frac{1}{1+1,047} = 0,488.$$

$$H_{T\infty} = \frac{45}{0,84 \cdot 0,488} = 109,7 \text{ м}.$$

$$U_2 = \frac{2,28}{2 \operatorname{tg} 37,15} + \sqrt{\left(\frac{2,28}{2 \operatorname{tg} 37,15} \right)^2 + 9,81 \cdot 109,7} = 34,34 \text{ м/с}.$$

Уточнений зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}, \quad (3.32)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 34,34}{3,14 \cdot 2900} = 0,226.$$

Уточнення коефіцієнта Ψ :

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{\pi D_2 \sin \beta_2}}, \quad (3.33)$$

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 3}{3,14 \cdot 226 \cdot 0,6}} = 1,044.$$

$$|\Psi_2' - \Psi_2| = |1,044 - 1,08| = -0,04 < 0,01 - \text{ умова виконується.}$$

21 Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_2 V_{2.m}}; \quad (3.34)$$

$$b_2 = \frac{0,0094}{3,14 \cdot 0,226 \cdot 2,28} = 0,0058 = 5,8 \text{ мм.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо $b_2 = 8 \text{ мм.}$

4 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ СИЛ В НАСОСІ

4.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

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

Для урівноваження осьової сили в насосі застосовано симетричне ущільнення по обидві сторони робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 4. 1).

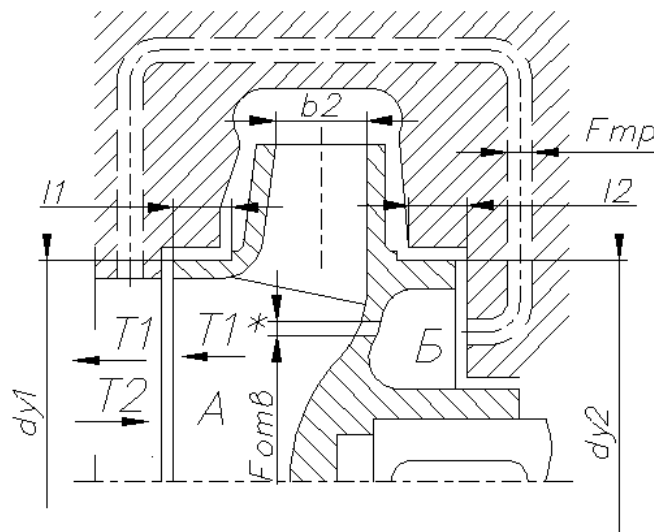


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі

Проте повне урівноваження осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зносу ущільнення $T1^*$ і сила $T2$, що виникає унаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зносі ущільнення виникає додаткова осьова сила $T1^*$ направлена в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

$$T_1^* = \pi \cdot (r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right); \quad (4.1)$$

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0625 \text{ м}; \quad r_2 = 0,113 \text{ м}.$$

Колова швидкість на виході із робочого колеса:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}; \quad (4.2)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,226 \cdot 2900}{60} = 34,3 \frac{M}{c}.$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,113^2 - 0,0625^2) \cdot 9810 \cdot \frac{34,3^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,113^2}{0,113^2 - 0,0625^2} \cdot \ln \frac{0,113^2}{0,0625^2} + \frac{0,113^2 + 0,0625^2}{2 \cdot 0,113^2} - 2 \right) = 1469 H$$

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

Сила T_2 рівна [1]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (4.3)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс;

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

Швидкість v_0 :

$$v_0 = \frac{Q}{S}, \quad (4.4)$$

де S – площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{вт}^2)}{4}, \quad (4.5)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,112$ м;

$d_{вт}$ – діаметр втулки, $d_{вт} = 0,050$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,112^2 - 0,050^2)}{4} = 0,0079 \text{ м}^2;$$

$$v_0 = \frac{32}{3600 \cdot 0,0079} = 1,13 \frac{M}{c};$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 32}{3600 \cdot 9,81} \cdot 1,13 = 10 H.$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2; \quad (4.6)$$

$$T = 1469 - 10 = 1459 \text{ Н.}$$

4.2 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі із спіральним відводом використовуємо формулу [4]:

$$R = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{omn}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (4.7)$$

де K_r – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

$D_2 = 0,226 \text{ м};$

b_2 – ширина колеса на виході, що включає і товщину його дисків;

$b_2 = 0,016 \text{ м.}$

Коефіцієнт K_r залежить від n_s . При $n_s = 57,38$, $K_r = 0,24$ [4].

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,24 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 45 \cdot 0,226 \cdot 0,016 = 384 \text{ Н.}$$

5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Кавітація в насосі залежить від основних геометричних розмірів робочого колеса і фізичних властивостей рідини.

Мінімальний запас кавітації визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}, \quad (5.1)$$

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти;

v_0 – середня абсолютна швидкість на вході потоку в колесо;

W – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при без ударному вході на лопаті колеса коефіцієнти λ_1 і λ_2 приймають рівними:

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

Швидкість $v_0 = 2,85$ м/с.

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (5.2)$$

де U_1 – колова швидкість на вході в колесо;

v_{m1} – меридіональна складова абсолютної швидкості.

Колова швидкість на вході колеса:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (5.3)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0;$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,112 = 0,0896 \text{ м};$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0896 \cdot 2900}{60} = 13,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Меридіональна складова абсолютної швидкості V_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (5.4)$$

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

При $\psi_1 = 1,2$:

$$v_{m1} = 1,2 \cdot 1,13 = 1,36 \frac{M}{c};$$

$$W_1 = \sqrt{13,6^2 + 1,36^2} = 13,67 \frac{M}{c}.$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{13,67^2}{2 \cdot 9,81} = 2,94 м.$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}; \quad (5.5)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 2900 \cdot \sqrt{32}}{60 \cdot 2,94^{\frac{3}{4}}} = 685.$$

З отриманого розрахункового значення $C = 685$ можна зробити висновок, що насос має задовільні кавітаційні якості.

6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

6.1 Вибір типу ущільнення

Для розробленої конструкції насоса як кінцеве ущільнення вала застосоване сальникове ущільнення (рис. 6.1).

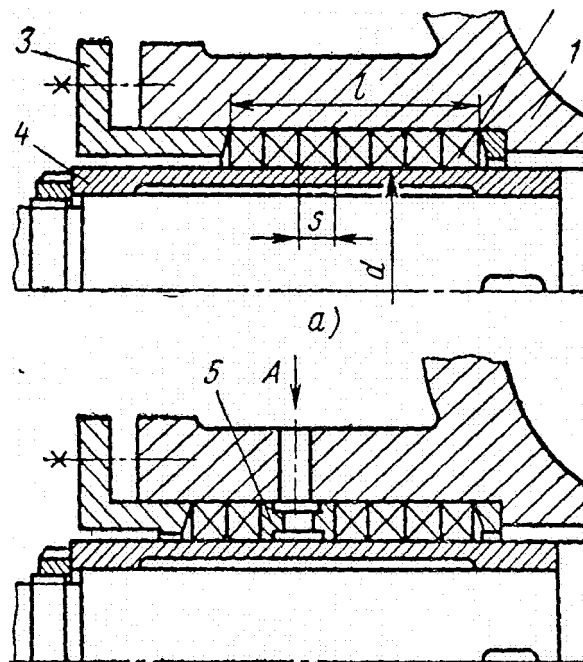


Рисунок 6.1 – Сальникове ущільнення [1]

Для надійної роботи насоса необхідно забезпечити підпір на вході в насос. Напір, виміряний у всмоктувальному патрубку, повинен бути не менше 1 м.

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу в вузол ущільнення подається запірна рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості рідини затвора використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40⁰ С. Витрата води, що подається до сальнику, приблизно 0,01 м³/год.

Згідно [1] товщина кільця набивки:

$$s = \sqrt{d}, \quad (6.1)$$

де d – діаметр валу в місці набивки сальника, мм ($d = 65$ мм);

$$S = \sqrt{65} = 8,06 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 12$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює:

$$L = i \cdot s, \quad (6.2)$$

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

s – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

Відповідно до . ГОСТ 5152-84 «Набивки сальниковые. Технические условия» вибираємо сальникову набивку з одношаровим оплетенням марки АГИ 10x10.

6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначаємо втрати потужності в сальнику [1]:

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \cdot \left(1 - e^{-2af \frac{l}{s}} \right), \quad (6.2)$$

де r – радіус нажимної втулки.

$$\left(r = \frac{d}{2} = 3,5 \text{ см} \right);$$

n – частота обертання валу, об/хв;

σ_0 – контактна напруга між набивкою і валом, кг/см²;

l – довжина сльникової набивки, см;

$a = 0,5$ – коефіцієнт;

f – коефіцієнт тертя набивки ($f = 0,01 - 0,1$).

Контактна напруга:

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{-\frac{2af \cdot l}{s}},$$

де l – довжина пакету ($l = 4,8$ см);

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя;

s – товщина кільця сальниковї набивки, см ($s = 1,2$ см);

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 1,5$ кг/см²).

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,5^2 \cdot 1,2 \cdot 1,83 \cdot \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,8}{1,2}} \right) = 0,47 \text{ KBm} .$$

7 РОЗРАХУНКИ ДО ВИБОРУ ДВИГУНА

Вибір двигуна

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини $\rho = 1000$ кг/м³:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \quad (7.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot 45}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,61} = 6,43 \text{ кВт.}$$

$\eta = 0,61$ – ККД насоса.

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = K \cdot N, \quad (7.2)$$

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

Приймаємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 6,43 = 7,07 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун АИР112М2 з параметрами:

- потужність – 7,5 кВт;
- напруга – 380 В;
- частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Механічні розрахунки проводимо за рекомендаціями [5-8].

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса наведена на рис. 8.1.

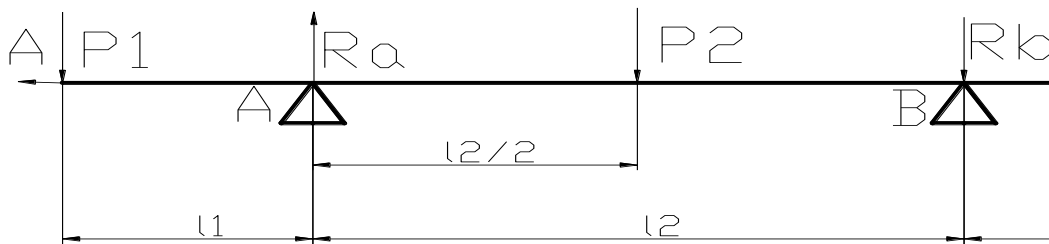


Рисунок 8.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається за формулою

$$P_1 = G_k + \frac{1}{3} \cdot G_{1u} + R, \quad (8.1)$$

де G_k – вага робочого колеса, Н;

G_{1u} – вага вала на ділянці l_1 , Н;

R – радіальна сила, Н.

$G_k = 56,8$ Н; $G_{1B} = 38$ Н; $R = 384$ Н.

$$P_1 = 56,8 + \frac{1}{3} \cdot 38 + 384 = 454 \text{ Н} .$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot G_{2B}, \quad (8.2)$$

де G_{2B} – вага вала на ділянці l_2 , Н;

$$G_{2B} = 51 \text{ Н}; \quad P_2 = \frac{1}{3} \cdot 51 = 17 \text{ Н} .$$

Навантаження P_3 :

$$P = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} \cdot G_{3\text{в}}, \quad (8.3)$$

де $G_{\text{ПМ}}$ - вага напівмуфти;

$G_{3\text{в}}$ - вага вала на ділянці ІЗ.

$$G_{\text{ПМ}} = 50H; \quad G_{3\text{в}} = 15H;$$

$$P_3 = 50 + \frac{1}{3} \cdot 15 = 55H.$$

Для визначення реакцій в опорах підшипників складаємо рівняння моментів сил щодо точок опор.

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,23$ м; $l_2 = 0,11$ м; $l_3 = 0,08$ м.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B \cdot l_2 + P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0; \quad (8.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot l_1 - P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_2 \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}; \quad (8.5)$$

$$R_B = \frac{454 \cdot 0,23 - 55 \cdot (0,11 + 0,08) - 17 \cdot \frac{0,11}{2}}{0,11} = 541H;$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0; \quad (8.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (8.7)$$

$$R_A = \frac{17 \cdot \frac{0.11}{2} + 454 \cdot (0.23 + 0.11) - 55 \cdot 0.08}{0.11} = 1372H .$$

8.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А і В встановлені – кулькові підшипники 314 ГОСТ 8338-75, які сприймають осьове навантаження.

Розрахуємо їх на довговічність.

Кульковий підшипник 314 ГОСТ 8338-75, який сприймає осьове навантаження, в опорі.

Статична вантажопідйомність – $C = 60800H$.

Динамічна вантажопідйомність – $C_d = 79000H$.

Розрахункова довговічність підшипника [7]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad (8.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_T \cdot K_\delta; \quad (8.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки

$K_d = 1,2$; температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$; коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 1372H; \quad Fa = A = T = 1459H .$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального :

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1459}{1 \cdot 1372} = 1,06 .$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1459}{60800} = 0,024.$$

При цьому $e = 0,21$.

Оскільки $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,56$.

Коефіцієнт осевого навантаження $Y = 2,00$.

Динамічне навантаження:

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 1372 + 2 \cdot 1459) \cdot 1 \cdot 1,2 = 4424 \text{ Н}.$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2900} \cdot \left(\frac{79000}{4424} \right)^3 = 32725 \text{ год}.$$

Ресурс вибраного підшипника відповідає рекомендованим значенням.

8.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Для визначення напруги в перетинах вала побудуємо епюру вигинаючих моментів.

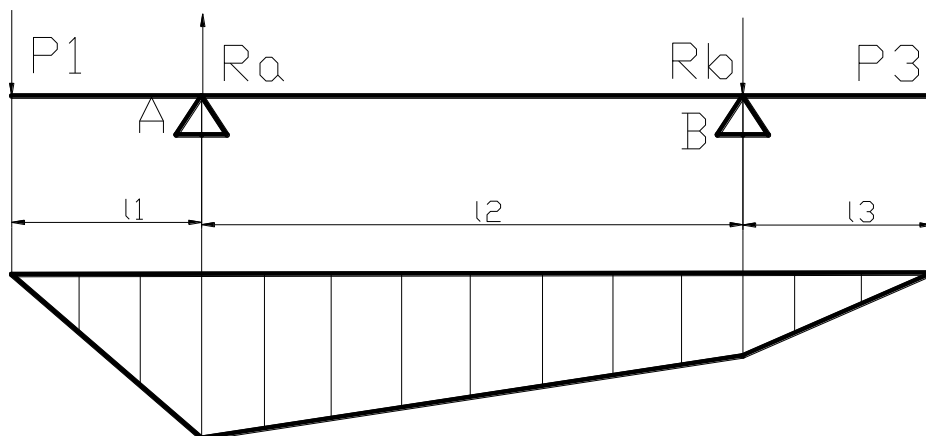


Рисунок 8.2 – Епюра вигинаючих моментів.

Визначимо максимальний вигинаючий момент в перетині А.

$$M_u = P_1 \cdot l_1; \quad (8.10)$$

$$P_1 = 454 \text{ Н}; \quad l_1 = 0.23 \text{ м};$$

$$M_u = 454 \cdot 0.23 = 104,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу:

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (8.11)$$

де N – потужність насоса; N = 7,07 кВт (див. розд. 7).)

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{7,07}{2900} = 23,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору перетину вала в точці А:

$$W_H = 0,1 \cdot d^3, \quad (8.12)$$

де d = 55 мм – діаметр вала під підшипником.

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

Момент опору кручення:

$$W_{KP} = 0,2 \cdot d^3; \quad (8.13)$$

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

Напруга вигину:

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W_H}; \quad (8.14)$$

$$\sigma_H = \frac{104,4}{16,6 \cdot 10^{-6}} = 6,29 \text{ МПа}.$$

Напруга кручення:

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}; \quad (8.15)$$

$$\tau_{KP} = \frac{23,3}{33,2 \cdot 10^{-6}} = 0,7 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга:

$$\sigma_{ЭKB} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3 \cdot \tau_{KP}^2}; \quad (8.16)$$

$$\sigma_{ЭKB} = \sqrt{6,29^2 + 3 \cdot 0,7^2} = 6,4 \text{ МПа}.$$

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості - $\sigma_T = 343$ МПа.

Запас міцності по межі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ЭKB}}; \quad (8.17)$$

$$n_T = \frac{343}{6,4} = 53,5.$$

Умова міцності виконується.

8.4 Розрахунок з'єднання шпонки вала з колесом

Початкові дані для розрахунку.

Матеріал валу - Сталь 40Х.

Межа текучості - $\sigma_{0,2} = 388$ МПа.

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості - $\sigma_{0,2} = 343$ МПа.

Матеріал колеса – 20Х13Л.

Межа текучості - $\sigma_{0,2} = 440$ МПа.

Крутний момент на валу $M_{кр} = 23,3$ Нм.

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

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (8.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза валу;

h – висота шпонки;

d – діаметр вала.

$$d = 36 \text{ мм}, \quad l_p = l - b = 36 - 12 = 24 \text{ мм}, \quad t_1 = 4 \text{ мм}, \quad h = 8 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 23,3}{0,036 \cdot 0,024 \cdot (0,008 - 0,004)} = 13,3 \text{ МПа}.$$

Допустиму напругу на зминання обчислюємо для матеріалу шпонки, що має найнижчу межу текучості.

Допустима напруга на зминання:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}; \quad (8.19)$$

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

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

Умова міцності виконується.

9 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Організація обслуговування і ремонту обладнання

В залежності від кількості гідравлічного обладнання, яким користується підприємство, змінюється структура служби його наладки и ремонту. При наявності декількох гідравлічних агрегатів у відділі головного механіка достатньо мати одного – двох механіків, які ознайомлені з конструкцією, принципом роботи та правилами технічного обслуговування гідрообладнання. Якщо підприємство має значну кількість різного гідравлічного обладнання, а також виготовляє це обладнання своїми силами, розумно мати групу гідравліки, яка складається з майстра гідродільниці, розпорядника робіт та слюсарів не нижче 4-го розряду, а також спеціалістів по гідравлиці у складі технічного відділу.

Гідравлічна дільниця повинна бути обладнана верстками з тисками, дослідницькими стендами, місцем для мийки запчастин в гасі, настольним свердлильним верстатом, рухомими агрегатами обслуговування гідросистем, баками, відрами та воронками з сітками для мастил. Для перевірки і налагодження гідрообладнання зручно мати насосну установку з насосом, розподільником з ручним управлінням і шлангами.

Майстер гідродільниці повинен мати можливість виконувати строкові роботи на токарному, фрезерному і шліфувальному верстах.

Технічне обслуговування насоса КО 32-45.

Порядок розбирання і складання насоса

1 При розбиранні насоса необхідно:

- дотримуватись вимог паспорту насоса;
- слідкувати за станом ущільнених поверхонь, оберігати запчастини від забоїн, царапин та інших руйнувань.
- перевіряти відповідність заміної і нової запчастини по посадковим поверхням.

Категорично забороняється:

- замінювати операції, які потребують використання спеціального інструмента, операціями, які пов'язані з нанесенням ударів по запчастинам;
- наносити мітки на посадкові, стикові поверхні, які впливають на стан цих поверхонь.

Перед складанням насоса:

- очистити і протерти усі запчастини. Старі запчастини відремонтувати або замінити;
- підготувати необхідні резинові кільця.

Вторинне використання вказаних запчастин не рекомендується, а у випадку втрати їх форми не допускається.

Необхідно запчастини перевірити на відсутність забоїн, заусенців, рисок. Якщо ушкоджені ущільнюючі поверхні та поверхні стиків запчастин, дефекти необхідно видалити шабровою, притиркою або встановити нові запчастини. Далі виконувати складання насоса згідно порядку, який вказаний у паспорті.

Ремонт насоса КО 32-45

Показником необхідності заміни зношених запчастин є наявність зазорів у дроселюючих щілинах, які у два рази більше за номінальні величини.

Споживач має право використовувати насос без заміни зношених запчастин у випадку виходу розмірів щілин за вказані межі за умовою задоволення насосом потреб, при цьому вібрація насоса повинна знаходитись у допустимих межах.

При заміні робочих колес треба виконати балансування ротора. Балансувати ротор динамічно без підшипників, відбійників, кільця разом з полумуфтою насоса, замінив втулку кільцем технологічним, на шийках вала, відповідно до ГОСТУ 22061-76.

Ротор можна балансувати динамічно без гайки і болта. У якості площин корекції треба використати площини 1 і 2.

Корекцію маси здійснюють в площині 1- зняттям металу на глибину не більше $t=1,5\text{мм}$ з плавним переходом до поверхонь, у площині 2- свердлінням отворів на глибину $t=15\text{мм}$, діаметром 7мм .

Допустимий дисбаланс:

$K\ 32-45 - D_1=50\ \text{гмм}, D_2=30\ \text{гмм}$.

Таблиця 9.1. Можливі несправності та засоби їх усунення [8]

Неполадки	Причина неполадки	Способи усунення
1 Насос не забезпечує необхідного тиску і подачі	1) Невірний напрямок обертання ротора насоса; 2) недостатній кавітаційний запас на вході; 3) насос не заповнений рідиною.	1) Змінити напрямок обертання ротора двигуна; 2) перевірити показники мановакууметра. Забезпечити величину кавітаційного запасу відповідно паспорту; 3) заповнити насос рідиною.
2 Зменшині подача і напір під час роботи	1) Підсос повітря на всмоктувальному трубопроводі; 2) зношення ущільнених поверхонь проточної частини насоса; 3) забруднена проточна частина; 4) ушкоджене робоче колесо; 5) утворились повітряні мішки у всмоктувальному трубопроводі; 6) старі контрольно-вимірювальні прилади.	1) Перевірити герметичність трубопроводу, підтягнути закріплюючі запчастини фланців або замінити прокладки; 2) відремонтувати зношені запчастини. 3) прочистити проточну частину; 4) ушкоджене робоче колесо замінити новим; 5) видалити повітря з трубопроводу; 6) замінити прилади.
3 Вібрація насоса	1) Незадовільне центрування насоса та двигуна; 2) вібує трубопровід; 3) дисбаланс ротора більший за допустимий.	1) Відцентрувати агрегат; 2) підсилити кріплення трубопроводу; 3) провести балансування ротора.

Неполадки	Причина неполадки	Способи усунення
4 Протікання по стикам корпусу і кронштейна	1) Стяжні шпильки недостатньо затягнуті; 2) резинові ущільнюючі кільця ушкоджені.	1) Зупинити насос, зняти тиск, а потім затягнути; 2) замінити ущільнюючі кільця.
5 Збільшилася утічка крізь сальник	1) Зносилася або неправильно встановлена набивка; 2) зносилася поверхня втулки під сальником; 3) є залишковий тиск в лінії охолодження сальника;	1) Встановити набивку; 2) втулку відшліфувати або замінити новою; 3) відрегулювати тиск;
6 Підшипники нагріваються	1) Перекос підшипників; 2) недостатня кількість мастила; 3) зношування підшипників.	1) Встановити правильно підшипники; 2) додати чи замінити мастила; 3) замінити підшипники.
7 Підсос повітря крізь сальники при зупинці	1) Охолоджуюча рідина не поступає до сальника	1) Забезпечити подачу охолоджуючої рідини до сальника.

10 ОХОРОНА ПРАЦІ

Аналіз потенційних небезпек у проектованому агрегаті

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує.

Мета охорони праці – звести до мінімальної імовірності ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливих чинників.

Проектowana насосна установка містить в собі:

- консольний насос;
- електродвигун;
- муфту для з'єднання вала електродвигуна з валом насоса;
- огороження.

Технічна характеристика:

Проектований насосний агрегат	КО 32-45
Подача, м ³ /год	32
Напір, м	45
Потужність, кВт	7,3
Частота обертання, об/хв	2900

Робоче середовище – конденсат водяної пари

Насоси типу К та агрегати електронасосні типу АК призначені для перекачування гарячого конденсату у пароводяних мережах теплових електростанцій, а також рідин, які схожі з конденсатом по в'язкості і хімічній активності.

Проектований насос КО 32-45 знаходиться у приміщенні теплової електростанції, яка працює на органічному паливі.

Температура конденсату водяної пари – 125⁰ С.

Освітлення в приміщенні, де встановлений насос сумісне. Це освітлення при якому денного світла недостатньо і його доповнюють штучним.

У разі надзвичайних випадків (аварій), коли раптом освітлення може вимкнутися на підприємстві переходять на аварійне освітлення.

В проєктованому насосі можуть відбуватися фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори, а хімічні, біологічні, психофізичні небезпечно-шкідливі фактори відсутні.

При роботі й обслуговуванні проєктованого насосного агрегата небезпечними і шкідливими виробничими факторами згідно ГОСТ 12.0.003-74 [9] можуть бути:

- ураження електричним струмом;
- рухомі елементи з'єднувальної муфти;
- підвищений рівень шуму;
- розбризкування або вихід назовні рідини під високим тиском;
- пожежна безпека.

Джерелами цих небезпек можуть бути:

- електричний струм, який підводиться для живлення двигуна;
- з'єднувальна муфта;
- шум і вібрація, викликані працюючим агрегатом;
- пожежа;
- аварійний вихід з ладу ущільнення на валу і ущільнень корпусних деталей.

Для забезпечення електробезпеки повинні прийматися окремі або в сполученні один з одним наступні технічні способи й засоби: захисне заземлення, занулення, вирівнювання потенціалів, захисне відключення, ізоляція струмоведучих частин, блокування, попереджувальна сигналізація, засоби захисту і запобіжні пристрої.

Металеві струмоведучі частини електродвигун й електроустаткування повинні бути заземлені відповідно до ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление»

Матеріали, конструкція і розміри заземлювачів, що заземлюють, і нульових провідників забезпечують стійкість до механічних, хімічних і термічних впливів на весь період експлуатації.

Електроустаткування насосного агрегату монтується відповідно до діючих норм (будівельними) і правилами обладнання електроустановок (ПУЕ-2009) і експлуатується відповідно до «Правил технічної безпеки при експлуатації насосних установок споживачем».

Рухома деталь у насосному агрегаті це муфта. Тому, щоб уникнути травматизму, відповідно до ГОСТ 12.2.003 – 81 «Устаткування виробниче. Огородження захисне» муфта повинна мати надійно закріплене захисне огороження (кожух).

Насос – енергетична, гідравлічна машина, що створює надлишковий тиск у проточній частині, запірній арматурі і трубопроводах. У ході експлуатації насосного агрегату може відбутися розгерметизація вищевказаних частин насоса і створюється небезпека травматизму людей потоком рідини, що перекачується.

Щоб уникнути розгерметизації при виготовленні корпусних деталей насоса необхідно передбачити їхнє гідравлічне випробовування надлишковим тиском згідно технічних умов. Також необхідно передбачити наявність зворотних клапанів у напірній системі, а також відвідній лінії, що з'єднують напірний і всмоктувальний патрубки.

Умови безпеки електронасосного агрегату КО 32-45

- 1 Електронасосний агрегат повинен бути встановлений зручно і безпечно для обслуговування та експлуатації. Відстань до стін і іншого обладнання повинна відповідати діючим нормам. Біля агрегату не повинні перебувати сторонні предмети, що заважають нормальному його обслуговуванню.
- 2 Забороняється запускати агрегат без попереднього його заповнення перекачуємою рідиною.
- 3 Забороняється пуск агрегату без встановленого огороження з'єднувальної муфти.
- 4 При працюючому агрегаті забороняється:
 - 1) виконувати ремонт;
 - 2) підтягувати болти, гвинти;

3) підтягувати ущільнення.

5 При проведенні ремонтних робіт двигун повинен бути відключений від джерел струму, а запірна арматура на всіх трубопроводах-перекрита.

6 Періодично необхідно перевіряти герметичність стиків і роботу кінцевого ущільнення.

7 Обслуговуючий персонал може перебувати на відстані менше 1м від контуру агрегату не більше 1 години на зміну при наявності індивідуальних засобів захисту органів слуху за ГОСТ12.4.051-87. Інший час він повинен перебувати в приміщенні, що задовольняє вимогам ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартів безпеки праці. Шум. Загальні вимоги безпеки. Зі зміною № 1 (СТ СЭВ 1930-79).

Шум. При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності в залежності від ступеня його навантаження і досконалості застосовуваних вузлів, а також від типу і конструкції.

ГОСТ 12.1.003 – 83 “Шум. Загальні вимоги безпеки” встановлює класифікацію шумів, припустимі рівні шуму, загальні вимоги до шумових характеристик. У виробничих приміщеннях, на постійних робочих місцях припустимий рівень шуму не повинний перевищувати 80 дБА.

Зони з рівнем шуму вище 80дБА повинні бути позначені знаками безпеки. Працюючих у даній зоні повинні забезпечувати засобами індивідуального захисту.

Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися з застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху, час обслуговування не більше 15 хв у зміну (8 годин). Інший час обслуговуючий персонал повинен знаходитися в приміщенні, що задовольняє вимогам ГОСТ 12.1.003 – 83.

При експлуатації насосного агрегату створюється шум при обертанні ротора насоса і вала електродвигуна. Причому, значний рівень шуму насосний агрегат може створювати при його розбалансуванні, що веде також до вібрації.

При експлуатації насосного агрегату в невстановлених ТУ, унаслідок кавітаційних процесів на робочому колесі також виникає шум.

Основним засобом боротьби з шумом у насосному агрегаті є зменшення шуму в самих джерелах, тобто удосконалення конструкції проектного агрегату, експлуатація насоса на оптимальних режимах роботи, згідно технічних умов.

Вібрація. При порушенні режимів і ТУ експлуатації, розцентровки і розбалансування агрегату, недосконалості конструкції може виникнути вібрація установки.

При роботі й експлуатації агрегату повинні дотримуватися вимоги і рекомендації . ГОСТ 12.1.012-90 «Система стандартів безпеки труда. Вибрационная безопасность. Общие требования».

У проекті агрегату передбачається тверде закріплення плити з насосом і електродвигуном до фундаменту за допомогою фундаментних болтів Ø20мм.

На підприємствах машинобудівної промисловості часто трапляються пожежі. Причиною можуть бути складність установки, тверді займисті матеріали, велика кількість апаратів та інше.

Причини пожеж, які виникають на підприємстві:

- порушення технологічного режиму;
- погана підготовка обладнання до ремонту;
- самозговяння матеріалів;
- несправність запірної арматури та відсутність заглушок на апаратах і трубопроводах, які ремонтуються;
- конструктивні недоліки обладнання;
- ремонт обладнання на ходу;
- зношування та корозія обладнання.

Аналіз зареєстрованих пожеж на підприємстві показав, що пожежу складно усунути, тому потрібна розробка комплексу заходів по протипожежному захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та пристрої пожежогасіння і вибухозахисту.

Основи протипожежного захисту підприємств визначені стандартами ГОСТ 12.1.004-91 «Система стандартів безпеки праці. Пожежна безпека. Загальні вимоги». Заходи усунення пожеж:

- правильна експлуатація машин згідно паспорта;
- дотримання протипожежного інструктажу працюючих;
- дотримання норм при проектуванні обладнання, при устрої електропроводів, опалення, вентиляції, освітлення;
- заборона паління у пожежонебезпечних приміщеннях;
- вчасне проведення ремонтів обладнання та профілактичні огляди.

Відстань від стін і іншого устаткування повинне відповідати діючим нормам.

При пусках і експлуатації біля агрегату не повинні знаходитися сторонні предмети, що заважають нормальному його обслуговуванню.

Агрегат повинен бути заземлений.

Підйом і опускання електронасоса повинно здійснюватися вантажопідйомним пристроєм, номінальною вантажопідйомністю не менше ваги електронасоса.

Забороняється пуск агрегата в роботу без попереднього заповнення перекачуваною рідиною і без підведення запірної води в ущільнення вала насоса.

Не допускається проведення ремонту на працюючому насосі. Перед ремонтом повинні бути закриті запірні пристрої на трубопроводах, двигун повинний бути відключений від мережі. Ремонт насоса повинен виконуватися після його охолодження і спорожнювання.

Речовини, що перекачуються насосом не представляють небезпеку, оскільки проєктований агрегат призначений для перекачування чистої рідини.

Щоб уникнути небезпек на стадії проектування насосів і розробки всієї документації об'єкта експлуатації необхідно дотримуватися ергономічних принципів проектування:

- сигнальні кольори безпеки;
- зручне і легкодоступне розташування пристроїв для включення та відключення приладів та ін.;
- заземлення;
- огороження під муфту.

Небезпеки, що виходять з порушеннями в електропостачанні, руйнування частин машин і інших випадків позаштатної роботи.

До таких небезпек відносяться:

- несправність, неправильне спрацювання системи керування;
- неправильне складання (монтаж);
- несподіваний (ненавмисний) пуск;
- відхилення в показниках середовища, що перекачується.

Небезпеки, що можуть привести до помилкового складання повинні бути конструктивно виключені.

Якщо застосовуються сполучні елементи зі спеціальними вимогами, то сполучні елементи з якими їх можна поплутати, для інших з'єднань повинні мати такі ж властивості.

Якщо існує небезпека ненавмисного пуску, то повинні бути передбачені заходи, які виключають такий пуск.

Заходи для уникнення небезпек, викликаних позаштатними ситуаціями повинні бути зазначені в інструкції з експлуатації.

- небезпеки в наслідок відмови і неправильного розташування захисних заходів;
- усі види захисних пристроїв;
- усі види захисних пристроїв, що відокремлюють;
- усі види інформаційних або попереджувальних пристроїв;
- заходи на випадок аварії;
- необхідне устаткування для безпечного налагодження і утримання їх у справності.

Для запобігання цих небезпек необхідно:

- пристрої, що відкриваються або захисні пристрої, що знімаються, повинні бути конструктивно виконані так, щоб помилкова їхня зміна місцями не позначилася на заходах для зниження ризику;

- демонтаж захисних пристроїв, призначених для зменшення небезпеки при дотику до насоса або частин агрегату, повинний виконуватися за допомогою інструмента;
- якщо з умов безпеки насосів необхідні контрольно-вимірювальні прилади, або прилади, що сигналізують, то для них повинні бути передбачені місця приєднання;
- якщо необхідна аварійна зупинка за допомогою ручного втручання, то повинні бути передбачені міри, що зберігають безпеку об'єкта експлуатації і насосного агрегату (перехід на резервний насос);
- якщо для монтажу й експлуатації потрібен спеціальний інструмент, то він повинен регламентуватися виробником і пропонуватися до постачання.

Контроль по попередженню таких небезпек повинен здійснюватися за інструкціями з експлуатації виробника або споживача.

ВИСНОВКИ

Мета магістерської роботи – аналіз основних конструкцій відцентрових консольних насосів і розроблення відцентрового насоса КО 32-45 для перекачування гарячої води.

Відповідно до поставленої мети було:

- розглянуто основні види консольних відцентрових насосів;
- обґрунтовано й обрано конструкцію насоса;
- наведено опис конструкції;
- проведені гідравлічні розрахунки;
- обрані тип кінцевого ущільнення вала й двигуна насоса;
- виконані механічні розрахунки.

Розроблена конструкція насоса КО 32-45 для перекачування гарячої води.

У розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек у проектуваному насосі.

У економічному розділі розглянуто організацію обслуговування і ремонту обладнання.

Складена презентація.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин – Ленинград : Машиностроение, 1966. – 364 с.
3. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
4. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
5. Елисеев Б.М. Расчет деталей центробежных насосов (справочное пособие). М., «Машиностроение», 1975, – 208с.
6. 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.
7. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. -5-е изд., перераб. – М.:Высш. шк., 1991.– 383 с.
8. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навчальний посібник / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 152 с.
9. ГОСТ 12.0.003-74 Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
10. Электродвигатель АИР 112М2 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://www.parad.biz.ua/product/7-5-kvt-3000-ob-min-elektrodvigatel-air112m2-trehfaznyiy/>.
11. Украинская насосная компания. Насос [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.pomp.com.ua/category_44.html.

12. Насос консольный 2К [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.hms-livgidromash.ru/catalog/nasosy-2k-konsolnye-dlya-kholodnogo-i-goryachego-vodosnabzheniya.html/>.
13. 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.
14. 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.
15. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, Е. В. Колісніченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 47 с.