

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

на тему: **Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=40 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=135 \text{ м}$**

Здобувача групи ГМ-01/1 Гриценко Данила Сергійовичу

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Гриценко Данило Сергійович

Керівник
доцент каф. ПГМ,
канд. техн. наук, доцент

Олександр РАТУШНИЙ

Суми – 2024

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131–«Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Гриценко Данилу Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=40 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=135 \text{ м}$ »

затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 01.06.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 40 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 135 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 3000 \text{ об/хв.}$, густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити):

вибір та обґрунтування конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відвідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

робоче креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, креслення вала, креслення ротора, креслення насосного агрегата.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів		
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		
7	Виконання економічного розділу		
8	Оформлення звіту з практики		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна		
10	Розрахунок кінцевого ущільнення		
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса		
15	Складальне креслення насоса		
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів		
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.		
19	Перевірка роботи на плагіат.		
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.		
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.		
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		

Дата видачі завдання – 01 .02 .2024 р.

Студент _____
(підпис)

Керівник _____
(підпис)

Ратушний О.В.
(прізвище, ініціали)

ЗМІСТ

Технічне завдання	2
Вступ.....	6
1 Опис конструкції насоса.....	7
2 Вибір конструктивної схеми насоса.....	8
3 Гідрравлічні розрахунки.....	9
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	9
3.2 Розрахунок складових повного ККД.....	10
3.2.1 Гідрравлічні втрати.....	10
3.2.2 Об'ємні втрати.....	11
3.2.3 Механічні втрати.....	16
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил.....	17
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	17
3.3.2 Радіальна сила.....	23
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію.....	24
4 Розрахунок вибору привода насоса.....	25
4.1 Вибір електродвигуна.....	25
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	25
5 Розрахунки на міцність.....	28
5.1 Конструювання вала.....	28
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	29
5.2.1 Вибір типу ущільнення.....	29
5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	30
5.3 Розрахунок вала.....	31
5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	31
5.3.2 Перевірний розрахунок вала.....	32

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>			
<i>Вим.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка відцентрового насосу Q=40, H=135</i> <i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркцш</i>	<i>Аркцив</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Гриценко</i>						2	53
<i>Перевір.</i>	<i>Ратчиний</i>							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Ратчиний</i>							
<i>Затвер.</i>						<i>СимДУ, зр. ГМ-01/1</i>		

5.3.3 Наближений розрахунок вала.....	36
5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	36
5.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з колесом.....	36
5.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою...	39
5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	41
6. Розділ з охорони праці.....	44
Список використаних джерел.....	53

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						5
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Вступ

Темою бакалаврської роботи є проектування відцентрового насосу на параметри $Q=40 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=135 \text{ м}$, рідина що перекачується – вода $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, частота обертів $n = 3000 \text{ об}/\text{хв}$. Основний метод проектування, що був використаний – модельний перерахунок з моделі на натуру. Була обрана конструкція консольного горизонтального насосу з двома ступенями, ущільненнями сальникового типу, підшипниками кочення та приводом від електродвигуна.

Значного поширення консольні насоси набули за рахунок простої конструкції, широкого діапазону головних параметрів (подачі, напору), високої надійності та довговічності, простоті монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, незначної трудомісткості обслуговування та ремонту, широкого спектру матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

Конструкція консольних насосів надає можливість швидкого розбирання під час ремонту, без від'єднання корпусу від трубопроводів.

В загальному випадку, консольні насоси типу К призначені для перекачування неагресивних рідин з $\text{pH} = 6,5 - 8$, з температурою $0 - 85 \text{ }^\circ\text{C}$ і вмістом твердих включень розмірами до $0,2 \text{ мм}$, що не перевищує $0,1\%$ по масі, а також інших рідин, подібних воді по щільності і хімічної активності. Насоси виготовляються з подачею $5 - 360 \text{ м}^3/\text{год}$ ($1,4 - 100 \text{ л} / \text{с}$), напором $10 - 90 \text{ м}$ (тиском $0,1 - 0,9 \text{ МПа}$), ККД $50 - 84\%$ і з допустимим кавітаційним запасом $4 - 5,5 \text{ м}$. Коефіцієнт швидкохідності $n_s = 60 - 250$. Напір на вході не більше 20 м .

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

1. Опис конструкції насоса

Насос, що проектується – відцентровий, горизонтальний, консольний з осьовим входом, двоступеневий. Базовою деталлю є корпус зі спіральним відводом, напірний патрубок який спрямований вертикально вгору.

До корпусу насоса кріпиться кронштейн, в розточеннях якого встановлюються підшипники кочення, що є опорами ротора насоса. Між кронштейном і корпусом встановлений корпус сальника. З протилежного боку до корпусу кріпиться кришка вхідна. У розточеннях корпусу насоса і корпусу ступені встановлюється направляючий апарат.

У місці виходу валу з корпусу сальника розташовується сальникова набивка, підтиснута за допомогою втулок і натискного фланця.

На корпусі сальника розташовані два згони для під'єднання до трубопроводів підведення і відведення охолоджуючої рідини до сальнику при перекачуванні рідини з температурою понад 80 °С або при розрідженні на вході в насос.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						7
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. Вибір конструктивної схеми насоса

Основні параметри для проектування насоса:

- подача насоса $Q = 40 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;
- напір насоса $H_M = 135 \text{ м}$;
- число ступенів $i = 2$;
- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = \frac{40}{1} = 40 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,01111 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
- напір ступені $H = \frac{H_M}{i} = \frac{135}{2} = 67,5 \text{ м}$;
- частота обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкохідності ступеня

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,01111}}{67,5^{\frac{3}{4}}} = 49$$

Маємо коефіцієнт швидкохідності що потрапляє до діапазону використання відцентрових тихохідних робочих коліс.

Використовуючи коефіцієнт швидкохідності обираємо модельний насос – КсВ 90-220 з $n_s = 51$.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		8

3 Гідравлічні розрахунки

3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.

Попереднє значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса можна визначити за формулами:

$$D'_{2н} = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}$$

де $m_2 = 19.1$ при $n_s \leq 100$

$$D'_{2н} = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 67,5}}{3000} = 0,232 \text{ (м)}$$

Кінцеве значення $D_{2н}$ визначають з урахуванням зовнішнього діаметра робочого колеса модельного насоса.

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначається виходячи з характеристик натурального та модельного насосів:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \frac{H_m}{H_n}}$$

де Q_m - подача модельного насоса, м³/год;

H_m - напір модельного насоса, м.

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{40}{90}\right)^2 \frac{220}{135}} = 0,753$$

Значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса визначається виходячи з теорії геометричної подібності:

$$D_{2н} = \lambda D_{2м},$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		9

де $D_{2м}$ - зовнішній діаметр модельного робочого колеса (визначається з креслення модельного насоса), м.

$$D_{2н} = 0,753 \cdot 292 = 0,22 \text{ (м)}.$$

3.2 Розрахунок складових повного ККД

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_{М} \eta_{М}$$

де $\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

$\eta'_{М}$ - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{М}$ - зовнішній механічний ККД;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД.

3.2.1 Гідравлічні втрати

Визначаємо приведений діаметр робочого колеса першого ступеня, мм:

$$D_{1пр} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}}$$

де $K_{вх} = 5,2$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса I ступені (більші значення $K_{вх}$ беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

$$D_{1прI} = 5,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,01111}{3000}} = 0,0806 \approx 0,08 \text{ м}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,08 - 0,172)^2} = 0,858.$$

Відмінною рисою I ступені насоса від наступної ступені є завищене значення коефіцієнт вхідної воронки $K_{вх}$ (для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса).

Тому для наступної ступені обираємо:

$$K_{вх} = 4,5$$

Приведений діаметр робочого колеса другого ступеня:

$$D_{1прII} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,01111}{3000}} = 0,07 \text{ (м)}.$$

За умови, що на кожен ступінь припадає однаковий напір, приймаємо вихідні розміри D_2 , b_2 першого і другого ступенів: $b_2 = 8 \text{ мм}$, $D_2 = 220 \text{ мм}$.

3.2.2 Об'ємні втрати

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}},$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 49^{-\frac{2}{3}}} = 0,952.$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_{об}}$$

$$Q_{p.k.} = \frac{0,01111}{0,952} = 0,0117 \text{ (м}^3/\text{с)}.$$

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення (рис. 1).

Унаслідок наявності об'ємних втрат корисна подача насоса менша за подачу робочого колеса, що характеризується об'ємним ККД

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q},$$

де $\sum q$ - сумарні протікання, м³/с.

При розрахунку можна вважати, що протікання у сальниковому ущільненні відсутні. Тому об'ємний ККД можна визначити за таким виразом

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q},$$

де q - протікання через переднє ущільнення, м³/с.

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою

$$q = \mu \cdot f_y \cdot \sqrt{2gh_y},$$

де μ - коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

f_y - площа поперечного перетину циліндричної щілини, м²;

h_y - напір, що втрачається в ущільненні, м.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

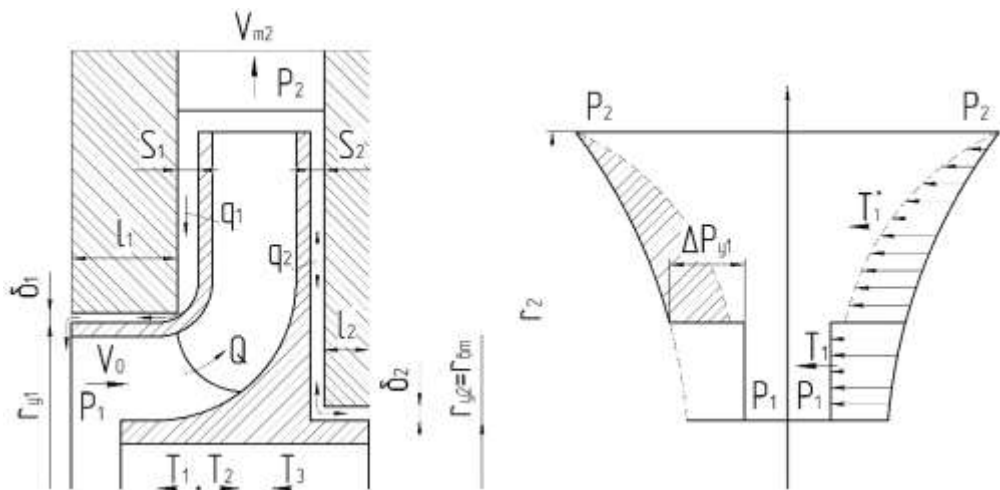


Рисунок 1 – Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}$$

де $\lambda = 0,04$ – коефіцієнт тертя;

δ_1 – радіальний зазор в ущільненні колеса, мм;

l – довжина щілини, мм.

Довжина щілини для ущільнень насосів звичайних розмірів ($r_{y1} > 50$ мм):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,12 - 0,15;$$

де r_{y1} - радіус переднього ущільнення, мм.

Приймаємо $\frac{l}{2r_{y1}} = 0,135; l = 0,27r_{y1}$.

На основі статистичного аналізу зазорів в ущільненнях відцентрових насосів отримано для малих насосів ($Q < 1800 \text{ м}^3/\text{год}$):

$$\delta_1 = 0,2 - 0,3 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо $\delta_1 = 0,25 \text{ мм}$.

$$\text{Таким чином } \mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 0,27 r_{y1}}{2 \cdot 0,00025}}} = \frac{1}{\sqrt{1,5 + 21,6 r_{y1}}}.$$

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою

$$f_y = 2\pi r_{y1} \delta_1$$

Виходячи із наведеного вище $f_y = 0,001571 \cdot r_{y1}$

$$\text{Таким чином } q = \frac{0,001571 \cdot r_{y1}}{\sqrt{1,5 + 21,6 r_{y1}}} \cdot \sqrt{2gh_y} = \frac{0,00696 \cdot r_{y1} \cdot \sqrt{h_y}}{\sqrt{1,5 + 21,6 r_{y1}}}$$

Напір, що втрачається в ущільненні

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2} \right)^2 \right]^2,$$

де H_p – потенційний напір, м;

u_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса, м/с;

r_2 - зовнішній радіус робочого колеса, м.

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \eta_{г.к} \left(1 - \frac{gH_m}{2u_2^2} \right),$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

де $\eta_{г.к}$ - гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{г.к} = \sqrt{\eta_г}$),
 $\eta_{г.к} = \sqrt{0,858} = 0,926$;

H_m – теоретичний напір, м.

Теоретичний напір визначають за формулою

$$H_m = \frac{H}{\eta_г}$$

$$H_m = \frac{67,5}{0,858} = 78,67 \text{ (м).}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = \frac{\pi n}{30} \cdot r_2,$$

де n - частота обертання ротора насоса, об/хв.

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot 0,11 = 34,56 \text{ (м/с).}$$

Таким чином $H_p = 78,67 \cdot 0,926 \left(1 - \frac{9,81 \cdot 78,67}{2 \cdot 34,56^2} \right) = 49,31 \text{ (м).}$

Відповідно

$$h_y = 49,31 - \frac{34,56^2}{8 \cdot 9,81} \left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{0,11} \right)^2 \right]^2 = 49,31 - 15,22 \cdot \left(1 - 82,645 \cdot r_{y1}^2 \right)^2$$

Остаточно маємо $q = \frac{0,00696 \cdot r_{y1} \cdot \sqrt{49,31 - 15,22 \cdot \left(1 - 82,645 \cdot r_{y1}^2 \right)^2}}{\sqrt{1,5 + 21,6r_{y1}}} =$

$$= 0,00696 \cdot r_{y1} \sqrt{\frac{49,31 - 15,22 \cdot \left(1 - 82,645 \cdot r_{y1}^2 \right)^2}{1,5 + 21,6r_{y1}}}.$$

									Арк.
									15
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.03BP.000.00 ПЗ				

Приймаючи $r_{y1} = 0,053$ м отримаємо $q = 5,831 \cdot 10^{-4}$ (м³/с) = 2,1 (м³/Год)

Уточнюємо об'ємний ККД:

$$\eta_{об} = \frac{40}{40 + 2,1} = 0,95$$

Довжина щілини для ущільнень $l = 0,27 \cdot 0,053 = 0,014$ (м). Приймаємо $l = 0,025$ (м).

3.2.3 Механічні втрати

Механічні втрати в насосі діляться на внутрішні та зовнішні, отже, механічний ККД визначаються як

$$\eta_M = \eta_{M_{вн}} \eta_{M_{зовн}},$$

де $\eta_{M_{вн}}$ - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{M_{зовн}}$ - зовнішній механічний ККД.

Внутрішніми втратами вважаються втрати на дискове тертя, зовнішніми – втрати в кінцевих ущільненнях та в підшипниках.

У відцентрових насосах середньої та великої потужності дискові втрати є основним видом механічних втрат. Під дисковим тертям розуміються втрати енергії на тертя робочої рідини і зовнішньої поверхні обертального колеса.

Внутрішній механічний ККД

$$\eta_{M_{вн}} = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}}.$$

$$\eta_{M_{вн}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 49^{-2}} = 0,745$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

де γ - питома вага рідини, Н/м³;

r_{y1} , r_{y2} - радіуси переднього та заднього ущільнень, м;

Для робочого колеса I ступені $r_{y1} = 0,053$ м, $r_{y2} = 0,025$ м

Звідси, осьова сила T'_1 рівна:

$$T'_1 = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,053^2 - 0,025^2) \cdot \left[49,31 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,11^2 - \frac{0,053^2 + 0,025^2}{2} \right) \right] = 2205 \text{ Н}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho Q V_0,$$

де V_0 – швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{1\text{пр}}^2},$$

Тому:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,01111}{3,14 \cdot 0,08^2} = 2,21 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьова сила T_2 :

$$T'_2 = 1000 \cdot 0,01111 \cdot 2,21 = 24,5 \text{ Н}$$

Осьова сила T_3 визначається наступним чином:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$T'_3 = \frac{\pi d_{\text{BT}}^2}{4} (P_{\text{атм}} - P_{\text{вх}}),$$

де $d_{\text{BT}} = 0,05$ м – діаметр втулки робочого колеса (див. п.5.1);

$P_{\text{атм}} = 101337$ Па – атмосферний тиск;

$P_{\text{вх}}$ – тиск на вході у робоче колесо, Па. Визначається за формулою:

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{н.п.}} + \rho g \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2},$$

де $P_{\text{н.п.}} = 22314$ Па – тиск насичених парів для води при температурі 20°C ;

Δh – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас визначається наступним чином:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g},$$

де W_1 – відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$\lambda_1 = 1,2$, $\lambda_2 = 0,3$ - середні значення коефіцієнтів при безударному вході.

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1},$$

де $\beta_1 = 20^\circ$ - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо (з модельного насоса).

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

V_{1m} - меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с.

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається виразом:

$$V_{1m} = k_1 \cdot V_0$$

де $k_1 = 1,15 - 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Приймаємо $k_1 = 1,2$.

$$V_{1m} = 1,2 \cdot 2,21 = 2,652 \text{ (М/с)}$$

Відносна швидкість на вході в робоче колесо становить:

$$W_1 = \frac{2,652}{\sin 20^\circ} = 7,754 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас складає:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{2,21^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{7,754^2}{2 \cdot 9,81} = 1,218 \text{ м}$$

Тиск на вході в робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 22314 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,218 - 1000 \cdot \frac{2,21^2}{2} = 31821 \text{ Па}$$

Осьова сила T'_3 становить:

$$T'_3 = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} (101337 - 31821) = 136,5 \text{ Н}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Таким чином сумарна осьова сила від робочого колеса першого ступен дорівнює:

$$T' = 2205 - 24,55 + 136,5 = 2317 \text{ Н}$$

Аналогічно повторюємо розрахунки осьової сили для робочого колеса другого ступеня.

Для робочого колеса II ступені $r_{y1} = 0,05 \text{ м}$, $r_{y2} = 0,046 \text{ м}$

Звідси, осьова сила T''_1 рівна:

$$T''_1 = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,05^2 - 0,046^2) \cdot \left[49,31 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,11^2 - \frac{0,05^2 + 0,046^2}{2} \right) \right] = 461 \text{ Н}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,01111}{3,14 \cdot 0,07^2} = 3,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьова сила T''_2 :

$$T''_2 = 1000 \cdot 0,00972 \cdot 3,32 = 32,4 \text{ Н}$$

Кут установлення лопаті на вході в робоче колесо:

$$\beta_1 = 30^\circ$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

$$V_{1m} = 3,217 \text{ м/с}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Відносна швидкість на вході в робоче колесо становить:

$$W_1 = \frac{3,217}{\sin 30^\circ} = 6,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас складає:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{3,217^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{6,32^2}{2 \cdot 9,81} = 1,243 \text{ м.}$$

Тиск на вході в робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 22314 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,243 - 1000 \cdot \frac{3,217^2}{2} = 29333 \text{ Па.}$$

Осьова сила T''_3 становить:

$$T''_3 = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} (101337 - 29333) = 141,4 \text{ Н.}$$

Таким чином сумарна осьова сила від робочого колеса другого ступеня дорівнює:

$$T'' = 461 - 32,4 + 141,4 = 570 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила від дії обох робочих коліс дорівнює:

$$T = T' + T'' = 2317 + 570 = 2887 \text{ Н.}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

3.3.2 Радіальна сила

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається як:

$$R = K_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2,$$

де K_R – експериментальний коефіцієнт, $K_R \approx 0,36$;

$Q_{\text{опт}}$ – подача при оптимальному режимі;

b_2 – ширина колеса на виході, м.

Радіальна сила буде мінімальною при $Q = Q_{\text{опт}}$. Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ($Q = 0$), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \gamma H D_2 b_2,$$

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{\text{опт}}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (рис. 2). Для подальших розрахунків можна припустити, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.

Таким чином

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot 9810 \cdot 70 \cdot 0,22 \cdot 0,008 = 435 \text{ Н.}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

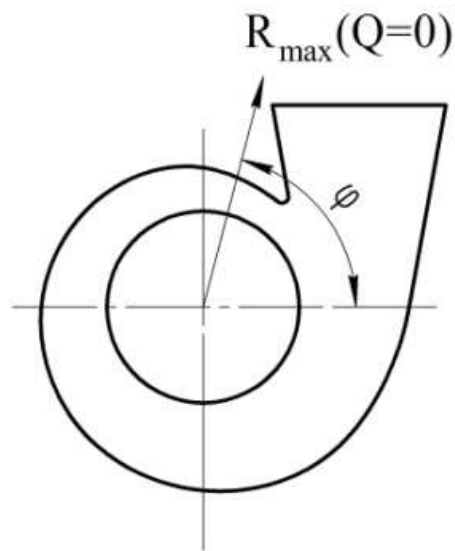


Рисунок 2 – Напряг максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

3.4 Розрахунок на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}},$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,01111}}{1,218^{3/4}} = 1533$$

При кавітаційному коефіцієнті швидкохідності $C = 1533$ проєктований насос при заданій висоті всмоктування буде мати достатні антикавітаційні показники.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		24

4 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА.

4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт}$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,01111 \cdot 135}{0,59} = 24938 \text{ Вт} = 24,9 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт}$$

де $k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$N = 1,3 \cdot 24,9 = 32,4 \text{ кВт.}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна.

Обрано асинхронний двигун АИР200М2, який має потужність 37 кВт та частоту обертання 3000 об/хв.

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$M_A = 0,21M_{ном},$$

де $M_{ном} = \frac{N}{\omega}$ - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м.

$$M_A = 0,21 \frac{N}{\omega},$$

$$M_A = 0,21 \frac{24938}{314} = 16,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega},$$

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

$$M_{max} = \frac{32400}{314} = 103,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{ном},$$

де $n_{ном}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, 3000 об/хв;

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{max}.$$

$$M_B = 0,03 \cdot 103,2 = 3,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2}$$

$$k = \frac{103,2}{3000^2} = 1,15 \cdot 10^{-5}$$

За визначеним коефіцієнтом параболи проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до n_{\max} :

$$M = kn^2$$

Результати розрахунку наведені у таблиці 1. Пускова моментна характеристика наведена на рисунку 3.

Таблиця 1 – Розрахунок пускової моментної характеристики

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н * м	0	3,4	12,9	28,6	51,7	80,4	103,2

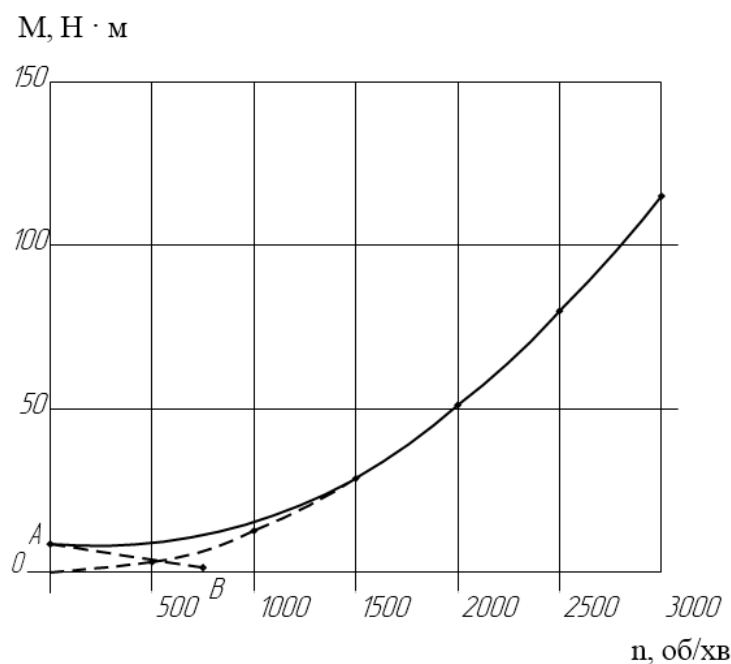


Рисунок 3 – Пускова моментна характеристика

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03BP.000.00 ПЗ

Арк.

27

5 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

5.1 Конструювання вала

Діаметр вала (рис. 4), мм, визначається з розрахунку на кручення :

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{max}} \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_{\text{к}}]}}$$

де $[\tau_{\text{к}}] = 10 - 30$ МПа - занижене максимальне напруження на кручення, МПа.

Приймаємо $[\tau_{\text{к}}] = 15$ МПа.

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 103,2}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,033 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $d_{\text{в}} = 36$ мм.



Рисунок 4 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{\text{вт}} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_{\text{в}}$$

$$d_{\text{вт}} = 1,25 \cdot 0,036 = 0,045 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_{\text{вт}} = 50$ мм.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{\text{об}},$$

де $d_{\text{об}}$ - вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

Приймаємо $d_m = 30 \text{ мм}$.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{\text{к.п.}} = d_m + (5 \div 10).$$

Приймаємо $d_{\text{кп}} = 40 \text{ мм}$.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{\text{к.п.}} + 2 \cdot t,$$

де $t = 3 \text{ мм}$ – висота буртика.

Приймаємо $d_n = 55 \text{ мм}$.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{\text{б}} \geq d_n + 3 \cdot r,$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника. Приймаємо $r = 2,5 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_{\text{б}} = 65 \text{ мм}$.

5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

5.2.1 Вибір типу ущільнення

Для насоса, що розроблюється обираємо у якості кінцевого ущільнення вала сальникове ущільнення, яке просте за конструкцією, дешеве та має достатній ресурс для нормальної роботи у цьому насосі.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Товщина кільця набивки сальника, мм:

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

де d – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

$$d = d_{em} + 10.$$

$$S = \sqrt{d_{em} + 10},$$

$S = 7,7$ мм. Приймаємо $S = 10$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s,$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 4 - 6$). Приймаємо $i = 5$.

$L = 50$ мм.

5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Довжина сальникового ущільнення, мм:

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \left(e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right),$$

де $r = \frac{d_{em}}{2} + 0,5$ – радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки,
приймаємо $\mu_1 = 0,015$;

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

$$N_C = 590 \text{ Вт}.$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

5.3 Розрахунок вала

5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R_{max}$ (рис. 5), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

Вага робочих коліс є мінімальним навантаженням, яким можна знехтувати.

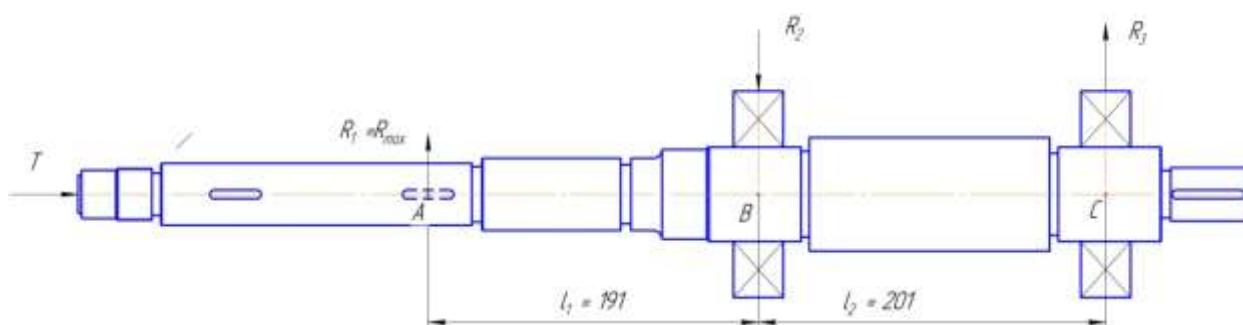


Рисунок 5 - Схема навантаження вала насоса

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = -R_1(l_1 + l_2) + R_2l_2,$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2},$$

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03BP.000.00 ПЗ

Арк.

31

Звідки:

$$R_2 = \frac{435 \cdot (191 + 201)}{201} = 848,5 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = -R_1 l_1 + R_3 l_2.$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}.$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{435 \cdot 191}{201} = 413,5 \text{ Н}$$

5.3.2 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 2,5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

S_σ , S_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

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

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

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

де σ_{-1} , τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a , τ_a та σ_m , τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

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

ε_{σ} , ε_{τ} - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau}$;

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

Межі витривалості вала знаходяться як:

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

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

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 397,5 = 230,55 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

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

Де d_{II} – діаметр вала під підшипниками, $d_{II} = 55 \text{ мм} = 0,055 \text{ м}$.

Максимальний згинальний момент визначається з рис. 5 як:

$$M_{зг.max} = R_1 l_1.$$

Звідси:

$$M_{зг.max} = 435,1 \cdot 0,191 = 83,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{83,1}{0,1 \cdot 0,055^3} = 4,99 \text{ МПа}$$

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

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 2820}{3,14 \cdot 0,055^2} = 1,186 \text{ МПа}$$

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		34

де M_{max} - момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна.

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega},$$

де N_{max} – максимальна потужність, $N_{max} = 1,1N$

$$N_{max} = 1,1 \cdot 24,9 = 27,4 \text{ кВт}$$

Тоді:

$$M_{max} = \frac{274000}{314} = 87,3 \text{ Н}$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{87,3}{0,2 \cdot 0,055^3} = 0,128 \text{ МПа}$$

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

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,7$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,7} \cdot 4,99 + 0,275 \cdot 1,186} = 24,82$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,7} \cdot 0,128 + 0,1 \cdot 0,128} = 851,90$$

$$S = \frac{24,82 \cdot 851,9}{\sqrt{24,82^2 + 851,9^2}} = 24,8 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		35

5.3.3 Наближений розрахунок вала

Масштабні коефіцієнти

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{32.\max}^2 + 0,75M_{\max}^2},$$

$$M_E = \sqrt{83,1^2 + 0,75 \cdot 87,3^2} = 112,4 \text{ Н·м.}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}},$$

де $[\sigma] = 40$ МПа.

$$d_n = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{112,4}{0,1 \cdot 40}} = 30,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_n = 35$ мм.

5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$b = 10$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 30$ мм - довжина шпонки

$t_1 = 5,0$ мм - глибина паза вала

$t_2 = 3,3$ мм - глибина паза втулки

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

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

де $d = d_k = 0,036$ м – діаметр вала;

M_{max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, м:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 30 - 10 = 20 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 8,54}{0,036 \cdot 0,02 \cdot (0,008 - 0,005)} = 0,79 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

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

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 0,79 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 0,79}{0,036 \cdot 0,030 \cdot 0,01} = 0,146 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

де:

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 0,146 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Розрахунок проводиться аналогічно наведеному в попередньому підпункті.

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

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

$b = 10$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 40$ мм - довжина шпонки

$t_1 = 5,0$ мм - глибина паза вала

$t_2 = 3,3$ мм - глибина паза втулки

Робоча довжина шпонки визначається як:

$$l_p = 40 - 10 = 30 \text{ мм}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Напруження на зминання в шпонці визначається як:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 8,54}{0,032 \cdot 0,03 \cdot (0,008 - 0,005)} = 5,93 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} = 5,93 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз

Напруження на зріз шпонки визначається за формулою (6.19):

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 8,54}{0,032 \cdot 0,04 \cdot 0,01} = 1,33 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зріз шпонки за формулою (6.21) рівне:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова (6.20):

$$\tau_{зр} = 1,33 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується, шпонка підібрана правильно.

5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За відомим діаметром під підшипник d_n обирають тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіальний, однорядний важкої серії.

Позначення –411.

$$C = 100 \text{ кН}$$

$$C_0 = 63 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис.8.1). Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається як:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

де $F_r = R_2 = 848,5$ Н, $F_a = T = 2887$ Н – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

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

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження X і осьового навантаження Y для підшипника.

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$F_a / C_0 = 2820 / 63000 = 0,044,$$

Визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження $e = 0,253$;

$$\text{Обчислюємо відношення } \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2820}{1 \cdot 848,553} = 3,32.$$

Оскільки відношення $(\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 3,32) > (e = 0,253)$, приймаємо $X = 0,56$, $Y = 1,759$.

Тоді

$$P = (0,56 \cdot 848,5 + 1,759 \cdot 2887) \cdot 1 \cdot 1 = 5437 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hr} = \left(\frac{100000}{5437}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 34593 \text{ год}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_n$$

$$L_{hp} = 34593,5 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипники обрані вірно.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		43

6 РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

Основні методи пожежогасіння. Вогнегасні речовини та засоби пожежогасіння

Комплекс заходів, спрямованих на ліквідацію пожежі, що виникла, називається пожежогасінням.

Основою пожежогасіння є примусове припинення процесу горіння. Пожежа припиняється тоді, коли припиняється дія будь-якого компонента, що приймає участь у процесі горіння.

Процес горіння можна припинити шляхом:

- зниження кількості горючої речовини;
- зменшення кількості окислювача;
- збільшення процесу активації енергії в полум'ї.

До основних способів припинення процесу горіння можна віднести наступні:

1. Спосіб охолодження. Ґрунтується на тому, що горіння речовини можливе тільки тоді, коли температура її верхнього шару вища за температуру його запалювання. Якщо з поверхні горючої речовини відвести тепло, тобто охолодити її нижче температури запалювання, горіння припиняється.

2. Спосіб розведення. Ґрунтується на здатності речовини горіти при вмісті кисню у атмосфері більше 14-16% за об'ємом. Зі зменшенням кисню в повітрі нижче вказаної величини полум'яне горіння припиняється, а потім припиняється і тління внаслідок зменшення швидкості окислення. Зменшення концентрації кисню досягається введенням у повітря інертних газів та пари із зовні або розведенням кисню продуктами горіння.

3. Спосіб ізоляції. Ґрунтується на припиненні надходження кисню повітря до речовини, що горить. Для цього застосовують різні ізолюючі вогнегасні речовини (хімічна піна, порошок та інше).

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

4. Спосіб хімічного гальмування реакцій горіння. Полягає у введенні в зону горіння галоїдно-похідних речовин (бромисті метил та етил, фреон та інше), які при потраплянні у полум'я розпадаються і з'єднуються з активними центрами, припиняючи екзотермічну реакцію, тобто виділення тепла. У результаті цього процес горіння припиняється.

5. Спосіб механічного гасіння полум'я сильним струменем води, порошку чи газу.

6. Спосіб вогнеперешкоди. Заснований на створенні умов, за яких полум'я не поширюється через вузькі канали, переріз яких менше критичного.

Реалізація способів припинення горіння досягається використанням вогнегасних речовин та технічних засобів. До вогнегасних належать речовини, що мають фізико-хімічні властивості, які дозволяють створювати умови для припинення горіння.

Добір тих чи інших способів і методів гасіння пожеж, а також добір вогнегасних речовин та їх носіїв визначають у кожному конкретному випадку залежно від характеру пожежі, властивостей і агрегатного стану речовин, що горять, параметрів пожежі (площі, інтенсивності, температури горіння тощо), виду пожежі (у закритому або відкритому повітрі), вогнегасної здатності щодо гасіння конкретних речовин та матеріалів, ефективності способу гасіння пожежі.

До засобів гасіння пожежі належать:

- вода й водяна пара;
- хімічна й повітряномеханічна піна
- інертні і негорючі гази;
- галоїдні вуглекислотні сполуки;
- тверді речовини

Універсальних вогнегасних засобів не існує. Тому для припинення процесу горіння однієї і тієї ж речовини у ряді випадків використовують різні вогнегасні

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

засоби. При доборі засобів пожежогасіння треба виходити з можливості отримання найкращого вогнегасного ефекту при мінімальних затратах.

Гасіння водою. Вода - найбільш поширений засіб гасіння пожежі. Вона дешева і доступна. Вода порівняно з іншими вогнегасними речовинами має найбільшу теплоємність і тому дуже ефективна для гасіння більшості речовин і матеріалів. Вода застосовується у вигляді компактних і розпилених струменів і як пара.

Водою не можна гасити:

- горючі рідини, які мають густину менше 1 г/см³;
- електрообладнання під напругою;
- речовини, які реагують з водою з виділенням великої кількості тепла (лужні метали, карбіди).

Вода може застосовуватися і у вигляді пари для гасіння пожеж у невеликих приміщеннях (до 500 м³) і невеликих загорянь на відкритих установках.

Гасіння пінами. Піни - це система, де дисперсною фазою є газ, а дисперсним середовищем - вода.

Газ може утворюватися внаслідок хімічних процесів, це може бути також повітря, і тому піни поділяються на *хімічні і повітряні*. Піна, маючи невелику густину (0,1-0,2 г/см³) розтікається по поверхні рідини, що горить, ізолює її від полум'я і надходження пари рідини в зону горіння припиняється одночасно охолоджується і поверхня рідини. Гасіння пожежі буде ефективнішим тоді, коли піна стійка. Щоб підвищити стійкість піни, до води додають певні речовини, здатні адсорбуватися в поверхневому шарі розчину на межі «рідина-газ». Такі речовини називають піноутворювачами. До них належать екстракти лакричного кореня, сапонін, гасовий контакт, альбуміни та ін.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

Хімічна піна утворюється при взаємодії карбонату або бікарбонату з кислотою за наявності піноутворювача. Таку піну отримують в ежекторних піногенераторах з пінопорошку і води.

Стійкість хімічної піни - більше однієї години. Її застосовують для гасіння нафтопродуктів, рідин, які не змішуються з водою, а також рідин, що реагують з нею. Останнім часом намітилася тенденція скорочення використання хімічних пін з причини їх високої вартості та складності організації гасіння пожеж за допомогою таких пін. Хімічну піну успішно замінює повітряномеханічна піна.

Повітряномеханічна піна - це механічна суміш повітря, води і поверхнево-активної речовини, яка знижує поверхневий натяг води (піноутворювач). Повітряномеханічна піна може містити близько 90% повітря і 10% водного розчину піноутворювача. Для отримання такої піни треба ввести піноутворювач у воду на всмоктувальному трубопроводі насоса.

Повітряномеханічна піна нешкідлива для людей, не викликає корозії металів, майже неструмопровідна і дешевша за хімічну. Її застосовують для гасіння твердих горючих речовин і матеріалів.

Гасіння інертними газами. З метою попередження вибуху при накопичуванні у приміщенні горючих газів або пари найбільш ефективним засобом є створення середовища, яке не підтримує горіння. Таке середовище можна створити, якщо застосувати як засіб пожежогасіння інертні гази - діоксид карбону, азот, аргон, водяну пару, димові гази тощо. Інертні гази знижують швидкість реакції, оскільки частина тепла від реакції горіння витрачається на їх нагрівання.

Однак використання таких речовин має свої особливості. Так, діоксид карбону - токсична речовина і якщо його вміст у повітрі перевищує 10%, це викликає смерть людини. Тому система гасіння пожежі за допомогою діоксиду карбону повинна мати сигналізацію, яка б забезпечувала вчасне попередження людей та їх евакуацію із приміщення.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

Гасіння галогенопохідними вуглеводнів (хладонами). Вогнегасні засоби на основі галогеновуглеводнів належать до інгібіруючих та флегматизуючих засобів, оскільки гасіння відбувається за рахунок гальмування хімічної реакції. Найбільш ефективно впливають бром- та фторпохідні метану й етану.

Галогеновуглеводні погано розчиняються у воді, але добре змішуються з багатьма рідкими органічними речовинами. Хладони мають гарні діелектричні показники, тому їх застосовують для гасіння електрообладнання, яке знаходиться під напругою; унаслідок високої густини хладони добре формують струмінь і він легко проникає у полум'я; низька температура замерзання і висока змочувальна здатність дозволяють використовувати їх при мінусових температурах і гасити матеріали, які тліють.

Однак хладони мають і певні недоліки. Хладони токсичні. А особливо токсичні продукти їх термічного розкладу. Також хладони мають високу корозійну активність.

Застосовують хладони для гасіння об'ємних пожеж, для попередження утворення вибухонебезпечного середовища, для поверхневого гасіння невеликих осередків загорання (вогнегасники). Не рекомендується застосовувати хладони для гасіння металів, певних металоорганічних сполук, гідридів металів і матеріалів, які містять кисень.

Гасіння твердими речовинами. Тверді гасильні речовини застосовують тоді, коли загорання невелике, і воно не піддається гасінню водою або іншими вогнегасними речовинами. Як тверді речовини використовують різні порошкові суміші. Принцип гасіння порошковими сумішами полягає в тому, що вони здійснюють ізоляцію поверхні, що горить, від кисню повітря або ізолюють пару і гази від зони горіння.

Порошкові суміші мають такі переваги: висока вогнегасна ефективність універсальність, можливість застосування при мінусових температурах. Вони практично нетоксичні, не мають корозійного впливу, їх можна застосовувати разом із розпиленою водою і пінними засобами пожежогасіння.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		48

Порошкові суміші застосовують для гасіння металів і металоорганічних сполук, газового полум'я.

Недоліки: здатність злежуватися і утворювати під час зберігання шматки.

Всі установки та засоби, що застосовуються для гасіння пожеж підрозділяються на **стаціонарні, пересувні та первинні**.

Стаціонарні установки пожежогасіння являють собою апарати, трубопроводи та обладнання, які встановлені на постійних місцях і призначені для подачі вогнегасних речовин до місць займання. Такі установки поділяються на *автоматичні, напіваавтоматичні та ручні*. Автоматичні установки при виникненні пожежі приводяться в дію відповідним давачем (сповіщувачем) або спонукальним пристроєм, а інші – людиною. Зараз найбільш широко застосовуються автоматичні установки пожежогасіння, які призначені:

- для виявлення осередку пожежі;
- забезпечення подачі та випуску вогнегасної речовини в захищене приміщення;
- оповіщення про пожежу.

Як вогнегасна речовина в стаціонарних установках пожежогасіння застосовується вода, піна, порошки, газові та аерозольні вогнегасні речовини.

До **пересувних** пожежних засобів належать пожежні машини, поїзди, катери, літаки, танки, а також пожежні автонасоси та мотопомпи.

Пожежні автомобілі ділять на автоцистерни, доставляють на пожежу воду і розчин піноутворювача і обладнані стовбурами для подачі води або повітряно-механічної піни різної кратності, і спеціальні, призначені для інших вогнегасних засобів або для певних об'єктів.

Первинні засоби пожежогасіння призначені для ліквідації невеликих осередків пожеж, а також для гасіння пожеж на початковій стадії їхнього розвитку силами персоналу об'єктів до прибуття штатних підрозділів пожежної охорони.

До первинних засобів пожежогасіння належать:

- вогнегасники (див.рис.9.1);

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03BP.000.00 ПЗ

АДК.

49

- пожежний інвентар (бочки з водою, пожежні відра, ящики з піском, совкові лопати, покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, грубововняної тканини);

- пожежний інструмент (гаки, ломи, сокири тощо).

Як правило, пожежний інвентар та інструменти, а також вогнегасники розміщуються на спеціальних пожежних щитах (стендах). Такі щити (стенди) встановлюються на території об'єкта з розрахунку один щит (стенд) на площу 5000 м². На видних місцях об'єкта встановлюють відповідні знаки, що вказують місце знаходження пожежного щита (стенда) чи вогнегасника.

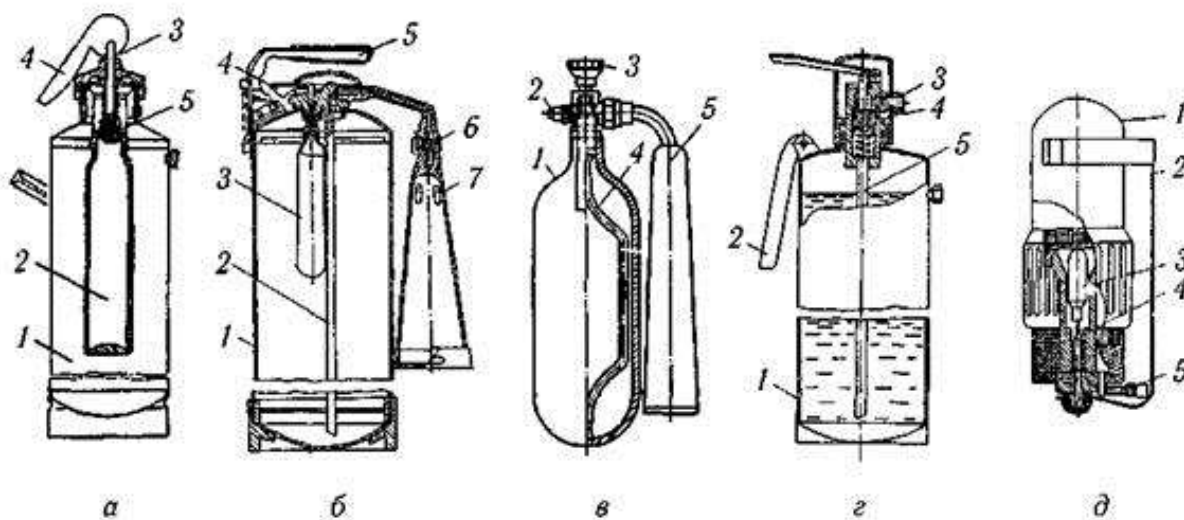
Досить часто, як первинні засоби пожежогасіння використовують вогнегасники, які характеризуються високою вогнегасною спроможністю та значною швидкістю. За способом транспортування вогнегасної речовини вогнегасники випускаються двох видів: *переносні* (об'ємом корпусу 1–10 л; загальна вага не більше 20 кг), та *пересувні* (об'ємом корпусу більше 25 л на спеціальних пристроях з колесами). Вибір виду вогнегасника обумовлюється розмірами можливих осередків пожеж. При значних розмірах останніх рекомендується встановлювати пересувні вогнегасники.

Залежно від вогнегасної речовини вогнегасники підрозділяють на:

- водяні (із зарядом води чи води з добавками);
 - пінні (хімічно-пінні, повітряно-пінні);
 - газові (вуглекислотні, хладонові);
 - порошкові;
 - комбіновані (піна-порошок).
- *Хімічно-пінні вогнегасники* призначені для гасіння легкозаймистих та горючих рідин, а також твердих горючих речовин та матеріалів. На сьогодні в Україні хімічно-пінний вогнегасник ВХП-10 не сертифікований і промисловістю не випускається.
- *Повітряно-пінні вогнегасники* (ВПП-5; ВПП-10; ВПП-100) мають ту ж область застосування що й хімічно-пінні. На відміну від хімічної,

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

повітряно-механічна піна не викликає корозію, більш екологічна, однак має меншу стійкість (швидко розкладається).



а — вогнегасник хімічно-пінний ВХП-10: 1 — корпус; 2 — стакан; 3 — запірно-пусковий пристрій; 4 — пусковий важіль; 5 — запірний клапан; б — вогнегасник повітряно-пінний ВПП-10: 1 — корпус; 2 — сифонна трубка; 3 — балончик; 4 — пусковий важіль; 5 — ручка; 6 — розпилювач; 7 — дифузор з сіткою; в — вуглекислотний вогнегасник ВВ-2: 1 — балон; 2 — запобіжний клапан; 3 — вентиль; 4 — сифонна трубка; 5 — дифузор-снігоутворювач; г — вогнегасник вуглекислотно-брометиловий ВВБ-3А: 1 — балон; 2 — ручка; 3 — розпилювальна насадка; 4 — ковпак; 5 — сифонна трубка; д — порошковий вогнегасник ВП-1 «Момент»: 1 — корпус; 2 — запобіжний кронштейн; 3 — балончик з вуглекислотою; 4 — голка; 5 — розпилювач з поліетиленовим ковпачком

Рисунок 6 - Переносні вогнегасники

Вуглекислотні вогнегасники (ВВ-2, ВВ-5, ВВ-8, ВВ-25, ВВ-80) застосовуються для гасіння легкозаймистих та горючих рідин, твердих горючих речовин та матеріалів, електропроводок, що знаходяться під напругою до 1000 В, а також цінних предметів. Вуглекислотні вогнегасники не можна використовувати для гасіння гідрофільних ЛЗР (спирти, ацетон тощо), у яких CO_2 добре розчиняється, лужних та лужноземельних металів, тліючих речовин (відсутнє змочування), а також речовин, які можуть горіти без доступу повітря (целулоїд, магній, перекуси та ін.).

Хладонові (аерозольні) вогнегасники (ВАХ, ВХ-3, ВВБ-3А, ВХ-7) призначені для гасіння електроустановок під напругою до 380 В, різноманітних горючих твердих та рідких речовин, за винятком лужних та лужноземельних

металів та їх карбідів, а також речовин, що здатні горіти без доступу повітря. Як вогнегасна речовина у хладонових вогнегасниках використовуються галогеновуглеводні (бромистий етил, хладон 114В2, тетрафтордиброметан та ін.), які при виході з вогнегасника створюють струмінь із мілкодисперсних краплин. Тому, на відміну від вуглекислого газу, галогеновуглеводнями можна гасити тліючі матеріали (бавовна, текстиль, ізоляційні матеріали).

Порошкові вогнегасники (ВП-1, ВП-2, ВП-5, ВП-10, ВП-100) універсальними і характеризуються широким діапазоном застосування. На відміну від інших видів вогнегасників ними можна гасити лужні та лужноземельні метали та їх карбіди.

Вибір типу та визначення необхідної кількості вогнегасників для оснащення приміщень проводиться відповідно до Правил пожежної безпеки в Україні із врахуванням їх вогнегасної спроможності, граничної захищеної площі, категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою, а також класу можливої пожежі. Вогнегасники розміщуються в легкодоступних та помітних місцях, в яких виключається пряме попадання сонячних променів і безпосередній вплив опалюваних та нагрівальних приладів.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		52

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
2. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
3. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
4. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
5. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
6. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
7. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
8. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко, О. В. Ратушний. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – 40 с.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		53