

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 насосу для комунального господарства**

Здобувача групи ГМдн-05о Бондаренко Олександр Олексійович

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

_____ Бондаренко Олександр Олексійович

Керівник
доцент каф. ПГМ,
канд. техн. наук, доцент Віталій ПАНЧЕНКО _____

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.
“___” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Бондаренко Олександр Олексійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка відцентрового насосу для комунального господарства»**
затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 26.05.2024 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**
параметри модельного насосу:
подача насоса $Q_M = 315 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H_M = 80 \text{ м}$, частота обертів $n_n = 3000 \text{ об/хв}$;
параметри натурального насосу:
подача насоса $Q_n = 290 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H_n = 76 \text{ м}$
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**
гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників.
- 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**
креслення робочого колеса, складальне креслення насосу, теоретичне креслення корпусу насоса, креслення корпусу сальника.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика відцентрових насосів	28.04.2024	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	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	01.05.2024	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення деталей насоса	05.05.2024	
15	Складальне креслення насоса	10.05.2025	
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	16.05.2024	
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	18.05.2024	
19	Перевірка роботи на плагіат.	20.05.2024	
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	23.05.2024	
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	26.05.2024	
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання – 01.04.2024 р.

Студент

_____ (підпис)

Керівник

_____ (підпис)

Панченко В.О.

(прізвище, ініціали)

Зміст

	С.
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	6
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	8
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ	10
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	10
3.2 Розрахунок складових повного ККД.....	11
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	12
3.3 Визначення осьової сили	13
3.4 Визначення радіальної сили.....	15
3.5 Розрахунок насоса на кавітацію.....	16
4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	18
4.1 Вибір типу ущільнення.....	18
4.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	20
5 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	21
6 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ	22
6.1 Розрахунок реакцій в опорах	22
6.2 Розрахунок довговічності підшипників	24
6.3 Розрахунок вала на статичну міцність	26
6.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом	28
7 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	30
8 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	35
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	40

					131.01.ВР.000.00 ПЗ		
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Бондаренко			Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Панченко			4	4	42
Н. контр.		Панченко			ГМдН-05о		
Затв.							

Розробка відцентрового
насосу для комунального
господарства
Пояснювальна записка

Анотація

Пояснювальна записка: 42 с., 8 рисунків, 30 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка відцентрового насоса для комунального господарства».

Графічні матеріал: 4 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення корпусу сальника, креслення робочого колеса.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води, яка містить тверді домішки та/або волокнисті включення, або іншої рідини, подібної за своїми фізичними властивостями (густина, показник рН тощо).

Відповідно до поставленої мети під час виконання даної роботи було:

– виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса відповідно до отриманого завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра;

– наведено опис конструкції насоса, призначеного для перекачування води, яка містить тверді домішки та/або волокнисті включення, або іншої рідини, подібної за своїми фізичними властивостями (густина, показник рН тощо);

– виконано гідравлічні розрахунки проточної частини обраного насоса (розрахунок робочого відцентрового колеса, розрахунок спірального відводу;

– вибрано привідний електродвигун;

– розраховано довговічність підшипників кочення;

– виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів насоса обраної конструкції.

У економічному розділі розглянуто організацію транспортної служби на підприємстві.

У розділі з охорони праці розглянуто методи захисту від вібрації на виробництві.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, САЛЬНИК, ВАЛ, РОТОР, КОРПУС, ПАТРУБОК, УЩІЛЬНЕННЯ, СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД, ПАТРУБОК

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1].

Вихідні дані : подача $Q = 290 \text{ м}^3/\text{год}$, напор $H = 76 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступінчатих насосів типу К [2].

Відповідно до цього для подальшого проектування вибираємо одноступеневий насос консольного типу із закритим робочим колесом (колесо має основний і покривний диски та лопаті між ними).

Для вибору частоти обертання насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [7]:

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

де n – частота обертання вала, об/хв;

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого насоса приймаємо 1.

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

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$:

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{290}}{60 \cdot 76^{3/4}} = 60,4.$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$:

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{290}}{60 \cdot 76^{3/4}} = 121.$$

Коефіцієнт швидкохідності модельного насоса

$$n_{sM} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{315}}{60 \cdot 80^{3/4}} = 121$$

Оскільки при $n = 3000$ об/хв коефіцієнти швидкохідності модельного та натурального насосів збігаються, цю частоту обертання приймаємо у подальшому як розрахункову.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Опис конструкції насоса виконано згідно [1].

Проектований насос - відцентровий, консольний, одноступеневий, однопотоковий горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваної рідини.

Базова деталь насоса – литий чавунний корпус, який має відвід спірального типу. Опорні лапи відлиті суцільно з корпусом.

Проточна частина насоса складається з осьового підводу, робочого колеса, відводу спірального типу.

Робоче колесо складається з основного та покривного дисків і лопатей. Робоче колесо і втулка сальникового ущільнення піджимаються по валу гайкою-обтікачем, яка фіксується від відвороту стопорною шайбою.

Переднє ущільнення робочого колеса призначене для зменшення перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування.

Кінцеве ущільнення сальникового типу. Між сальниковою набивкою (змащений бавовняний шнур) вставлене фонарне кільце, до якого через зовнішню трубку підводять під тиском воду, призначену для охолодження сальникової набивки та змащення ущільнення. Сальникову набивку піджимає натискна втулка, яку переміщують за допомогою затягування гайок кришки сальника.

З торця корпус насоса закритий кришкою, в якому розміщено сальникове ущільнення.

У нижній частині корпусу виконані отвори (закриті пробками під час роботи насоса): верхній – для випуску повітря під час заливання насоса, нижній – для зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед довготривалим його зупиненням або розібранням.

До корпусу шпильками прикріплюють знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачена стійка.

Вузол опорного кронштейна містить корпус підшипників, вал, кришки підшипників, шарикопідшипники (однорядні радіальні), пробки для заливання та зливання рідкого мастила.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Однакові шарикопідшипники середньої серії встановлені на обох опорах кронштейна. Хоча така схема установки підшипників не забезпечує цілковитого раціонального розподілення осьового навантаження між передньою та задньою опорами, але прийнята саме ця схема, бо вона містить мінімальне число деталей, найбільш технологічна і менш трудомістка під час виготовлення та збирання.

Корпус підшипника у зоні фонаря має вікна для обслуговування вузла ущільнення вала насоса.

Для запобігання протікання змазки по валу у кришках підшипників встановлюють манжети.

Насос та привідний електродвигун встановлюють на спільній зварній фундаментній рамі та з'єднують втулково-пальцевою муфтою.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

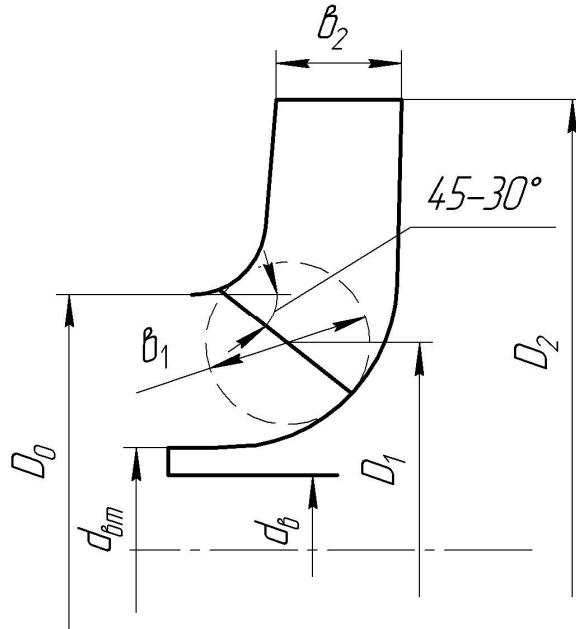


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначають 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.

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{290}{315}\right)^2 \frac{80}{76}} = 0,972.$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$D_{2н} = \lambda D_{2м},$$

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

$$D_{2н} = 0,972 \cdot 258 = 251 \text{ мм.}$$

3.2 Розрахунок складових повного ККД

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

де $K_{ex} = 3,5 - 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Більші значення K_{ex} беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ($D_{1np} < 70$ мм).

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{290}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 127,6 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 121^{\frac{2}{3}}} = 0,973.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{290}{0,973} = 298 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 127,6 - 0,172)^2} = 0,888.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 121^{-2}} = 0,947.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_M \eta_M,$$

									Аркуш
									11
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	131.01.ВР.000.00 ПЗ				

де η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо: $\eta_M = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,973 \cdot 0,888 \cdot 0,947 \cdot 0,99 = 0,81$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 290 \cdot 76}{3600 \cdot 0,81} = 74147 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{\Gamma}} = \frac{76}{0,888} = 85,6 \text{ м.}$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{\kappa}]}}$$

де $M = \frac{N_{\text{max}} \cdot 30}{\pi n}$ - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\text{max}} = 1,1 \cdot N$ - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_{\kappa}] = 10 - 30$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\text{max}} = 1,1 \cdot 74147 = 81562 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{81562 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 259,6 \text{ Н·м,}$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{259,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 44,2 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_{\text{в}} = 45 \text{ мм.}$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{вт} = (1,2 - 1,25)d_6 = (1,2 - 1,25)45 = (54 - 56,25) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{вт} = 55 \text{ мм.}$$

3.3 Визначення осьової сили

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

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

Для врівноваження осьової сили в насосі приблизно симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 3.1).

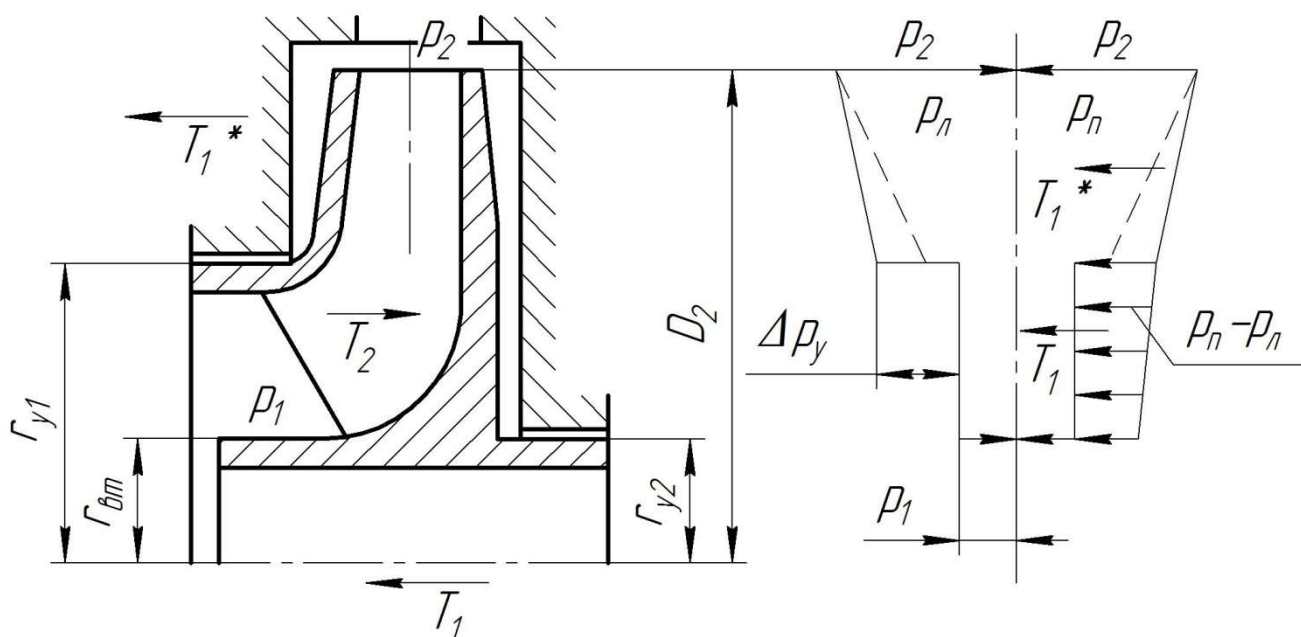


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил в насосі

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

									Аркуш
									13
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					

При аварійному зношенні ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* спрямована в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

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

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0895 \text{ м}, \quad r_2 = 0,0875 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

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

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,251 \cdot 3000}{60} = 39,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,1255^2 - 0,0895^2) \cdot 1000 \frac{39,43^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,1255^2}{0,1255^2 - 0,0895^2} \cdot \ln \frac{0,1255^2}{0,0895^2} + \frac{0,1255^2 + 0,0895^2}{2 \cdot 0,1255^2} - 2 \right) = 623 \text{ Н}$$

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

Сила T_2 дорівнює [1]:

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

де $B = 1$ – для радіальних коліс,

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

Швидкість v_0

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де S_0 – площа вхідного перізу колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,165$ м,

d_{BT} – діаметр втулки, $d_{BT} = 0,055$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,165^2 - 0,055^2)}{4} = 0,0189 \text{ м}^2,$$

$$v_0 = \frac{290}{3600 \cdot 0,0189} = 4,26 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{1000 \cdot 290}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,26 = 349 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

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

$$T = 623 - 349 = 274 \text{ Н}$$

3.4 Визначення радіальної сили

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,251$ м,

b_2 – ширина колеса на вході, що включає в себе і товщину його дисків,

$b_2 = 0,038$ м.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 121$, $K_R = 0,28$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$R = 0,28 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 76 \cdot 0,251 \cdot 0,028 = 1467$ Н.

3.5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

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

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти,

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

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

Для насосів при безударном вході на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

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

Швидкість $v_0 = 4,26$ м/с.

Відносна швидкість на вході

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де U_1 – кругова швидкість на вході в колесо,

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

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

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,165 = 0,132 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,132 \cdot 3000}{60} = 20,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Меридіальна складова абсолютної швидкості v_{m1}

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

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

При $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 4,26 = 5,33 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{20,7^2 + 5,33^2} = 21,38 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta h = 1,2 \frac{4,26^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{21,38^2}{2 \cdot 9,81} = 8,09 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

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

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{290}}{60 \cdot 8,09^{3/4}} = 997.$$

Отримане значення $C = 997$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості [7].

4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

4.1 Вибір типу ущільнення

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосовано сальникове ущільнення (рис. 4.1).

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

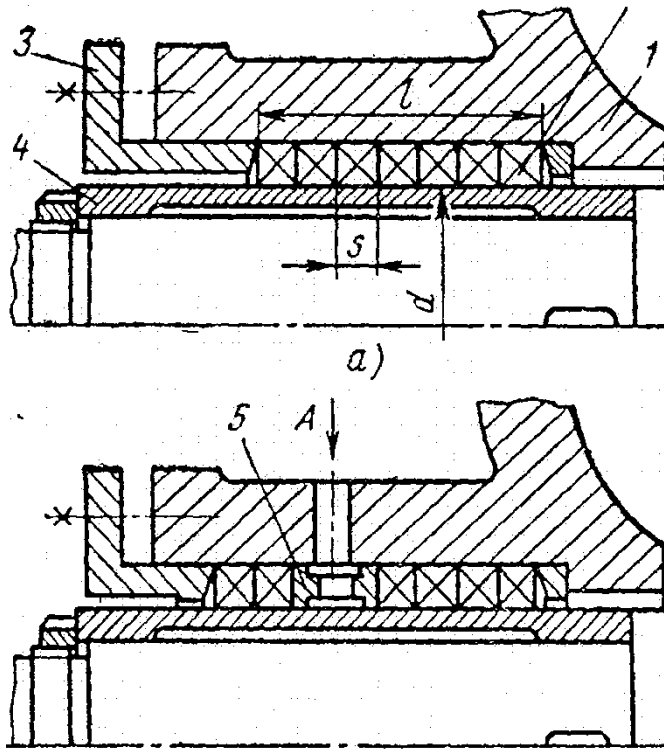


Рисунок 4.1 – Схема сальникового ущільнення

Згідно [1] товщина кільця набивка

$$s = \sqrt{d}, \quad (4.1)$$

де d – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ($d = 66$ мм).

$$s = \sqrt{66} = 8,12 \text{ мм.}$$

Приймаємо $s = 10$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (4.2)$$

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

s – товщина кільця набивки, мм.

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.}$$

Відповідно до ДСТУ 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 10х10.

4.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (4.3)$$

де r – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 3,0 \text{ см})$$

n – частота обертання вала, об/хв,

σ_0 – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²,

l – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки,

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

Контактне напруження

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (4.4)$$

де l – довжина пакета ($l = 4,0$ см),

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя,

s – товщина кільця сальникової набивки, см ($s = 1,0$ см),

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 6$ кг/см²).

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_0 = 6 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,0}{1,0}} = 7,29 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,0^2 \cdot 1,0 \cdot 7,29 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,0}{1,0}}\right) = 1,46 \text{ кВт.}$$

5 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 290 \cdot 76}{3600 \cdot 0,81} = 74147 \text{ Вт.}$$

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

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

Приймаємо $K = 1,2$.

$$N_{\text{ЕД}} = 1,2 \cdot 74,15 = 88,9 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ240L2У3 з параметрами:

Потужність – 90 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

6 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

6.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

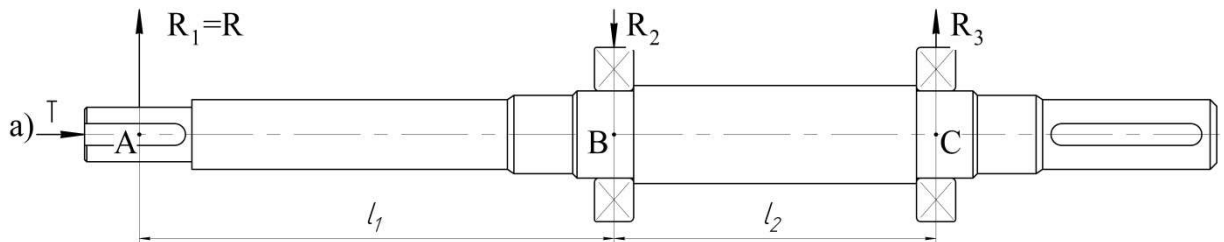


Рисунок 6.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається за формулою

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

де G_K – вага робочого колеса, Н,

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

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 87,5 \text{ Н}, G_{1B} = 51,6 \text{ Н}, R = 1467 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 87,5 + \frac{1}{3} \cdot 51,6 + 1467 = 1572 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (6.2)$$

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{2B} = 63,8 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 63,8 = 21,3 \text{ Н}.$$

Навантаження P_3 :

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

де $G_{\text{ПМ}}$ – вага напівмуфтами, G_{3B} – вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 49,8 \text{ Н}, G_{3B} = 28,7 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 49,8 + \frac{1}{3} \cdot 28,7 = 59 \text{ Н}.$$

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

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,278$ м, $l_2 = 0,167$ м, $l_3 = 0,136$ м.

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

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

$$R_B = \frac{1572 \cdot 0,278 - 59(0,167 + 0,136) - 21 \cdot 0,167 / 2}{0,167} = 2499 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (6.6)$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$R_A = \frac{21 \cdot 0,167/2 + 1572 \cdot (0,278 + 0,167) - 59 \cdot 0,136}{0,167} = 4151 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунок довговічності підшипників

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

В опорі А встановлений підшипник 27612, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 50700 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 81500 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьову і радіальну навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

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

де С – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

Р - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_T K_\delta \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1,15$, температурний коефіцієнт $K_T = 1,1$, коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 4151 \text{ Н}; \quad F_a = A = T = 274 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження на підшипник до радіального навантаження на підшипник

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{274}{1 \cdot 4151} = 0,066$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{274}{50700} = 0,005$$

При цьому $e = 0,115$.

Так як $F_a / V \cdot F_r < e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$.

Коефіцієнт осьового навантаження Y

$$Y = 0$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічне навантаження на підшипник

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 4151 + 0 \cdot 274) \cdot 1,1 \cdot 1,15 = 5251 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{81500}{5251} \right)^3 = 20772 \text{ г.}$$

Результати розрахунку свідчать, що довговічність підшипників насоса та відповідно самого насоса забезпечені.

6.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

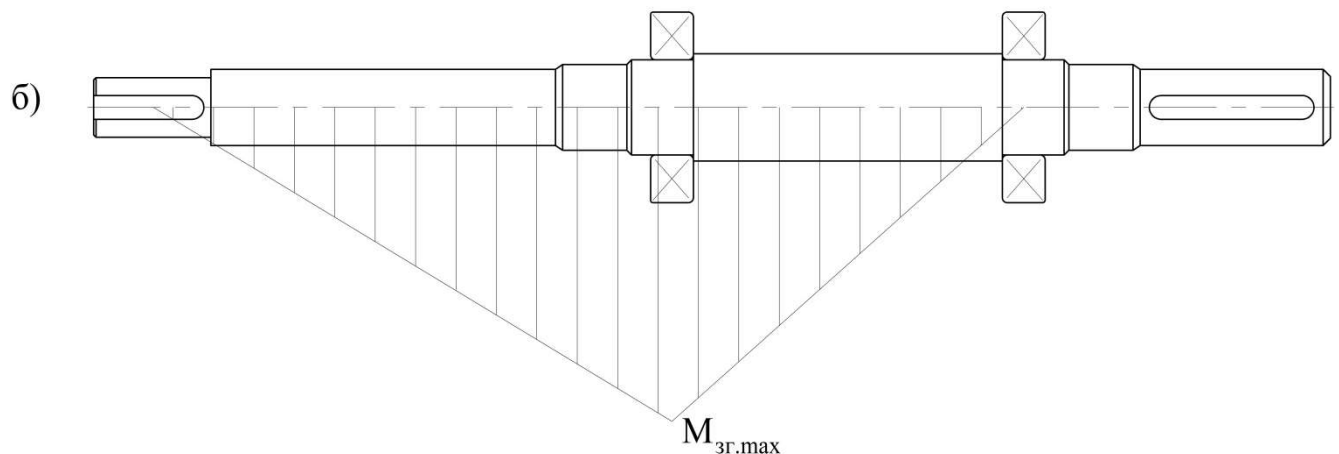


Рисунок 6.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_3 = P_1 \cdot l_1 \quad (6.10)$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_1 = 4151 \text{ Н}, l_1 = 0,278 \text{ м},$$

$$M_3 = 4151 \cdot 0,278 = 1154 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

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

де N – потужність насоса, $N = 85,5$ (див.розд.5)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{88,9}{3000} = 282 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

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

де $d = 70$ мм – діаметр вала під підшипники

$$W_3 = 0,1 \cdot 0,065^3 = 27,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

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

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,065^3 = 54,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_3}{W_3} \quad (6.14)$$

$$\sigma_3 = \frac{1154}{27,5 \cdot 10^{-6}} = 41,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 41,9 \text{ МПа}.$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (6.15)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{282}{54,9 \cdot 10^{-6}} = 5,14 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,14 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{41,9^2 + 3 \cdot 5,14^2} = 42,8 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_T = 780$ МПа.

Запас міцності за межею текучості

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

$$n_T = \frac{780}{42,8} = 18,2$$

Умова міцності валу насоса виконується.

6.4 Розрахунок шпоночного з'єднання валу насоса з робочим колесом

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Основні вихідні дані для розрахунку

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780$ МПа.

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості $\sigma_T = 350$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості $\sigma_T = 440$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{кр} = 282 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 42$$

При розрахунку шпоночного з'єднання вала з колесом визначальним є напруження змінання

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки,

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

$$l_p = l - e = 42 - 12 = 30 \text{ мм}, t_1 = 5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 48 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 282}{0,045 \cdot 0,03 \cdot (0,008 - 0,005)} = 73,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 112 \text{ МПа}$$

Умова міцності шпонки на змінання виконується.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Методи захисту від вібрації на виробництві

Серед цілої низки проблем, з якими стикається виробниче машинобудівне підприємство під час провадження своєї економічної діяльності, можна окремо виділити проблему шкідливого та небезпечного впливу на організм людини (працівника, робітника, сторонньої особи тощо) вібрації, основним джерелом виникнення якої є промислове виробниче технологічне та/або допоміжне обладнання. Таким обладнанням, небезпечним з точки зору виникнення вібрації, передусім є: різного типу та конструктивного виконання грохоти, вібраційні сита, обертові елементи печей, молоти (механічні, пневматичні, гідравлічні тощо), преси (різного принципу дії), встановлені на промислових підприємствах та призначені для реалізації технологічних процесів, спрямованих на виготовлення машинобудівної продукції. Дещо меншими з точки зору своєї інтенсивності, але аж ніяк не за значенням свого негативного шкідливого та/або небезпечного впливу на організм людини (працівника, робітника, сторонньої особи тощо), як джерелами шуму та вібрації досить часто є елементи (складові частини) технологічного обладнання технічних поверхів у жилих спорудах та громадських спорудах загального користування. Основними джерелами шуму та вібрації у таких випадках зазвичай є наступні: робота холодильного обладнання, вентиляторів, кондиціонерів та насосів інженерно-теплових пунктів, а також трансформаторне обладнання електричних підстанцій системи електричного постачання промислових та цивільних об'єктів. Вібрації спричиняють шкідливий вплив на здоров'я людини (робітника, працівника тощо), яка безпосередньо знаходиться на території виробничого машинобудівного підприємства, так і на тих осіб, що перебувають за межами виробничих потужностей, які є джерелом вібрації, на прилеглих територіях (наприклад, у адміністративних, побутових, адміністративно-побутових, офісних, житлових та іншого призначення приміщеннях, які знаходяться поблизу промислового об'єкту) [15].

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Існують декілька видів вібрації, які можна класифікувати за різними ознаками.

За способом передавання від джерела вібрації до тіла людини (робітника, працівника тощо) можна виділити два основні види вібрації, а саме [17]:

- загальна вібрація, яка впливає на особу, що сидить, або на особу, що стоїть;
- локальна вібрація, яка передається переважно через верхні кінцівки (руки) людини, що контактує безпосередньо із джерелом вібрації (технологічним або іншого типу чи призначення обладнанням) на виробничому підприємстві машинобудівної галузі.

За джерелом виникнення вібрації від роботи основного та допоміжного технологічного обладнання машинобудівного підприємства можна розділити на наступні категорії [16]:

- локальна вібрація від механізованого та немеханізованого виробничого технологічного обладнання та устаткування машинобудівного промислового підприємства насособудівельної галузі;

- загальна вібрація від механізованого та немеханізованого виробничого технологічного обладнання та устаткування машинобудівного промислового підприємства насособудівельної галузі;

- загальна вібрація у житлових та громадських будівлях та спорудах від внутрішніх та зовнішніх джерел вібрації.

У свою чергу загальна вібрація від механізованого та немеханізованого виробничого технологічного обладнання та устаткування машинобудівного промислового підприємства насособудівельної галузі має три категорії, а саме [15]:

1-а категорія – транспортна вібрація, яка діє безпосередньо на робочих місцях самохідних транспортних машин, які переміщуються під час реалізації задач із забезпечення виробництва продукції підприємства по дорогам та місцевості;

2-а категорія – транспортно-технологічна, яка діє на людину (робітника, працівника машинобудівельного підприємства) у кабінах машин, які переміщуються по території виробничих майданчиків машинобудівельного

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

підприємства у межах технологічних ліній, а також у виробничих приміщеннях даного підприємства;

3-а категорія – технологічна вібрація, яка діє виключно на стаціонарних (нерухомих) машинах (виробничому обладнанні та устаткуванні машинобудівного підприємства), та/або передається від іншого вібраційного обладнання (устаткування), яке безпосередньо не пов'язане з транспортною машиною.

Вібрацію третьої категорії зазвичай додатково розділяють на типи, які у свою чергу залежать від розміщення робочого місця робітника (працівника) виробничого машинобудівного підприємства, а також від напруженості робочого процесу під час виконання людиною (робітником, працівником тощо) службового завдання у межах реалізації технологічного процесу з виготовлення запланованої поточним планом виробництва продукції [20].

Цілком очевидно, має виникнути просте та тим не менш надзвичайно важливе питання, а яким саме чином впливає вібрація на організм людини (робітника, працівника тощо)?

Відповідаючи на це питання безсумнівно можна стверджувати, що у найбільш критичних випадках шкідливого та небезпечного впливу вібрації на організм людини виникає так звана «вібраційна хвороба», основним характерними зовнішніми ознаками якої є порушення з боку роботи серцево-судинної, нервової системи, а також опорно-рухового апарату. Також можна стверджувати, що оскільки вібрація є сильним подразником, то вона відповідно призводить до збільшення секреції (виділення) цілої низки різних гормонів (активних речовин, які виділяють залози внутрішньої секреції) у нервових тканинах людини (робітника, працівника тощо), які, у свою чергу, призводять до зростання тонуусу судів, що призводить до відповідного підвищення артеріального тиску. У найбільш важких випадках людина може втратити вібраційну чутливість, що призводить до виникнення больового синдрому. Проте слід зазначити, що навіть за умови незначної інтенсивності вібраційного впливу на організм людини можуть виникнути специфічні умови, що можуть призвести до формування напружених станів у осіб, які проживають або працюють в умовах підвищеного рівня шуму

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

та/або вібрації. Варто також звернути увагу на те, що в умовах напруженої праці значним чином знижується загальна продуктивність виробничого робочого процесу на промисловому підприємстві, що у свою чергу спричиняє зниження випуску промислової продукції та її якості. Залежно від ступеня напруженості робочого процесу здійснюють нормування рівнів припустимого вібраційного впливу та шуму усередині приміщень (промислового та непромислового призначення) на виробництві [19].

З метою зниження шкідливого та небезпечного впливу вібрації та шуму на організм людини (робітника, працівника, сторонньої особи тощо) можна застосовувати різні за своїм принципом дії та ефективністю методи та способи захисту від підвищеного рівня вібрації та/або шуму. Переважно такі методи та способи спираються на такі прості та поширені рішення як застосування віброізоляторів, віброопор, вібродемпфуючого взуття, облаштування «плаваючих підлог». Для того, щоб виявити який з перелічених методів та способів буде найбільш ефективним у даному конкретному випадку, необхідно попередньо виконати натурні вимірювання шуму та вібрації на конкретному промисловому об'єкті [16].

На даний момент є відомими декілька методів боротьби зі шкідливим та небезпечним впливом шуму та вібрації, які діють на людини (робітника, працівника промислового підприємства, або ж сторонньої особи) усередині промислового або непромислового приміщення і основною причиною виникнення якої є робота виробничого технологічного обладнання та устаткування промислового підприємства машинобудівної галузі.

Найбільш часто виділяють два основних та найбільш поширених завдяки своїй простоті та ефективності методи [18]:

- захист «у джерелі» виникнення вібрації на підприємстві;
- захист самого приміщення або опорного майданчика, на якому на даний момент перебувають люди (робітники, працівники виробничого підприємства або ж сторонні особи).

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Перший метод – захист «у джерелі» - полягає у встановленні вібраційно-небезпечного обладнання на спеціальну систему віброізолюючих елементів (віброізоляторів, пружин, поліуретанових матів тощо).

Другий метод – віброізоляція приміщення, у якому знаходяться (працюють або живуть люди) – заснований на тому, що несучі конструктивні елементи споруди (будівлі) спирають на систему віброізолюючих елементів.

Такі методи віброізоляційного захисту дозволяють суттєво знизити рівень локальної вібрації та загальної вібрації [16].

Якщо ж з тих або інших причин (наприклад, з конструктивних міркувань або технологічних особливостей) захист приміщень є неможливим, залишається обмежитись облаштуванням «плаваючих підлог».

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Організація транспортної служби на підприємстві

Серед усього переліку задач, які постають перед транспортною службою на виробничому підприємстві машинобудівної галузі, можна виділити наступні: здійснення безперебійного, безперервного та ритмічного транспортування усіх видів та типів вантажів відповідно до потреб виробничого технологічного процесу підприємства згідно затвердженого календарного плану виробництва продукції, утримання усіх наявних на балансі транспортних засобів у належному справному і працездатному стані відповідно до вимог експлуатаційних документів на вказані транспортні засоби, зниження витрат на транспортні і вантажно-розвантажувальні роботи під час переміщення готової продукції, сировини, матеріалів, обладнання, устаткування тощо [29].

Раціональна та ефективна організація транспортної служби на промисловому машинобудівному підприємстві слугує передумовою для зниження собівартості вироблюваної на даному конкретному виробничому підприємстві машинобудівної продукції та відповідно до збільшення прибутку цього підприємства та його подальшого розвитку. Залежно від особливостей, обумовлених конкретними умовами технологічного процесу, який реалізує промислове підприємство на своїх виробничих потужностях, від типів виробництва на даному конкретному підприємстві застосовують різні (за типом та видом) транспортні засоби.

Транспортна служба машинобудівного виробничого підприємства під час виконання своїх безпосередніх завдань реалізує різні функції, серед яких можна виділити основні, а саме [30]:

- розроблення нормативів, які мають бути застосовані на практиці у цьому підприємстві під час здійснення транспортування матеріалів (сировини, готової продукції тощо);
- планування потреб виробництва в усіх видах транспортних засобів, яке має бути реалізоване на основі розрахунків запланованих вантажних потоків та вантажного обороту у звітний період;

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- планування графіка проведення та змісту планово-попереджувальних ремонтів транспортних засобів, які знаходяться на балансі даного конкретного промислового машинобудівного підприємства;

- планування потреб транспортної служби підприємства у запасних частинах, призначених для виконання технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів, які знаходяться на балансі підприємства;

- оперативне планування та диспетчерський супровід даного конкретного машинобудівного виробничого підприємства усіма видами наявного на цьому підприємстві транспорту;

- забезпечення технологічних виробничих процесів, які реалізує дане конкретне машинобудівне підприємства згідно затвердженого плану виконання робіт, необхідними транспортними засобами (з урахуванням особливостей кожного конкретного виду вантажу);

- організація періодичних (планових та позапланових за фактичним станом) оглядів, а за необхідності – ремонту, транспортних засобів, наявних на даному виробничому підприємстві;

- організація безпеки руху транспортних засобів на території промислового підприємства, а також на прилеглих до нього територіях;

- організація усього комплексу визначеного відповідною документацією виробника обслуговування парку наявних на підприємстві транспортних засобів (заправка паливно-мастильними матеріалами, мийка тощо);

- своєчасна організація придбання нових транспортних засобів для даного конкретного машинобудівного підприємства, їхня реєстрація у відповідних державних органах, отримання за необхідності відповідних ліцензій на перевезення вантажів та людей, списання та утилізація (згідно норма чинного законодавства) транспортних засобів.

З метою здійснення ефективного планування потреб у транспортних засобах на даному конкретному виробничому підприємстві необхідно визначити вантажних оборот(вантажний потік) цього підприємства за встановлений звітний період.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вантажний оборот – це сума усіх вантажів, які було переміщено у межах виробничого підприємства за певний встановлений проміжок часу (або ж це сума усіх вантажних потоків даного конкретного підприємства).

Вантажний потік – це загальна кількість (у штуках, кілограмах, тонах тощо), які було переміщено у певному напрямку між структурними одиницями підприємства (цехами, складами, дільницями тощо) за певний проміжок часу.

За основу для розрахунку вантажних потоків можна взяти [30]:

- види вантажів, які підлягають переміщенню на даному підприємстві під час реалізації плану з виробництва промислової продукції;
- пункти відправлення вантажів та пункти доставки (призначення) цих самих вантажів;
- відстань між вказаними вище пунктами відправлення та доставки вантажів;
- обсяги переміщеного вантажу у межах даного конкретного підприємства;
- частоту та регулярність транспортних перевезень за окремим видом вантажу на цьому підприємстві.

При цьому слід зазначити, що усі перевезення вантажів на промисловому підприємстві можна розділити на разові та маршрутні [29].

Разові перевезення – це перевезення, які було здійснено за окремими заказами (заявками) які не є повторюваними.

Маршрутні перевезення – це перевезення, які було здійснено на постійній основі або з певною періодичністю за окремими заздалегідь встановленими маршрутами.

Кількість транспортних засобів на даному конкретному машинобудівному підприємстві може бути визначена як за міжцеховими перевезеннями вантажів, так і за внутрішньоцеховими або ж навіть межопераційними перевезеннями вантажів під час провадження технологічного виробничого процесу.

Як будь-яка система, транспортна служба на машинобудівному підприємстві завдяки впровадженню системи постійного підвищення якості може бути вдосконалена. Основними напрямками такого вдосконалення є наступні [29]:

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- механізація та автоматизація транспортних операцій, яка має бути обов'язково поєднаною із високим рівнем їхньої організації;
- застосування на підприємстві для пакування своєї продукції уніфікованої тари (упаковки), яка за можливості має бути оборотною (придатною до багаторазового використання як на самому підприємстві, так і за його межами);
- впровадження єдиної виробничо-транспортної (комплексної) технології під час переміщення вантажів на території виробничого підприємства та за його межами;
- спеціалізація засобів міжцехового (внутрішньоцехового тощо) транспорту залежно від виду, роду або інших специфічних особливостей вантажів, які підлягають перевезенню на цьому підприємстві;
- організація та поширення контейнерного способу перевезення промислової продукції;
- впровадження автоматизованих систем, які здійснюють управління транспортними засобами на території виробничого підприємства.

Вантажні потоки є базою для вибору найбільш доцільного (для даного конкретного типу виробництва, підприємства, типу вантажу тощо) транспортного засобу та розроблення необхідної комплексної технології переміщення вантажів у межах виробничого машинобудівного підприємства та поза його межами. Така комплексна технологія має обов'язково враховувати можливість значної нерівномірності вантажних потоків за рахунок маршрутизації перевезення сировини, матеріалів, напівфабрикатів, готової виробничої продукції тощо.

З метою покращення інформативності вантажні потоки на даному конкретному підприємстві бажано оформлювати на генеральному плані цього підприємства у обраному масштабі [30].

На основі проведеного аналізу вантажних потоків, наявних на даному конкретному виробничому підприємстві, встановлюють необхідність їхнього коригування, можливість (а у окремих випадках навіть необхідність) виконання перепланувань ділянок з метою скорочення занадто довгих та складних вантажних потоків, усунення надлишкових перевалочних вузлів, використання безперервних

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

транспортних засобів. Крім того не варто забувати про розміщення таких важливих ділянок виробничого підприємства, як пакувальні, фасувальні, складські тощо.

Відповідно до визначених на даному підприємстві вантажного обороту та вантажних потоків можна виконати розрахунок потреби цього підприємства у транспортних засобах за їхніми видами, кількість працівників транспортної служби, їхню заробітну платню, собівартість виконання та обсяги транспортних і вантажно-розвантажувальних робіт [30].

Види транспортних засобів і потребу в них визначають на основі вивчення наявних на даному конкретному підприємстві вантажних потоків – тобто кількості вантажу (у штуках, кілограма, тонах, кубометрах тощо), який було переміщено у певному напрямку між точками завантаження та розвантаження за певний період часу (доба, тиждень, місяць, квартал, рік) [29].

Для переважної більшості виробничих підприємств машинобудівної галузі (зокрема насособудування) характерними є нестабільні вантажні потоки, що обумовлене зміною структури виробничої програми цього підприємства, значною різницею у матеріалоємності вироблюваної на підприємстві промислової продукції, а також переважно разовим характером перевезень.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. 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.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.

13. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.

14. Основи наукових досліджень : навч. посіб. / М. Мальська, Н. Паньків. – Львів : Львівський нац. ун-т ім. І. Франка, 2020. – 226 с.

15. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 322 с.

16. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.

17. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.

18. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.

19. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.

20. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.

21. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

22. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. І. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

23. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

24. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ, 2020. – 212 с.

25. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.

26. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.

27. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.

28. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика": для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2013. — 48 с.

29. Куш Є. І. Конспект лекцій з дисципліни «Системи управління транспортом» (для студентів 5 курсу денної та 6 курсу заочної форм навчання спеціальностей «Транспортні системи» і «Організація перевезень і управління на транспорті») / Є. І. Куш; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2015. – 36 с.

30. Менеджмент транспортних послуг: Навч. посібник. – Харків: УкрДУЗТ, 2023. – 184 с

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		