

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

Розрахунково-пояснювальна записка

до випускної роботи бакалавра

на тему:

«Розробка вільновихрового насоса ВВН 100/28»

Виконав:

Волошин С.Д.

Керівник

Кондусь В.Ю.

Суми 2018

Зміст

1.	Обґрунтування вибору конструктивної схеми насосу.....	4
1.1	Загальна характеристика вільновихрових насосів.....	4
1.2	Конструктивні схеми насосів ВВН.....	5
2.	Модельний розрахунок проточної частини насоса.	7
2.1	Вибір модельного насоса.....	9
2.2	Визначення основних геометричних параметрів проточної частини.....	9
2.2.1	Зовнішній діаметр робочого колеса.	9
2.2.2	Абсолютні розміри робочого колеса.	111
2.2.3	Ширина вільної камери.	122
2.2.4	Основні геометричні розміри кільцевого відводу.....	122
3.	Розрахунок гідродинамічних сил	13
3.1	Розрахунок осьової сили.....	13
3.2	Розрахунок радіальної сили	16
4.	Розрахунок насоса на кавітацію.	17
5.	Розрахунок вибору привода насоса.....	18
5.1	Вибір електродвигуна	18
5.2	Розрахунок пускової моментної характеристики	18
6.	Розрахунки на міцність.....	21
6.1	Конструювання валу	21
6.2	Розрахунок кінцевого ущільнення валу.....	22
6.2.1	Вибір типу ущільнення	22
6.2.2	Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	23
6.3	Розрахунок валу.....	24
6.3.1	Розрахунок реакцій в опорах	24
6.3.2	Наближений розрахунок валу.....	26
6.3.3	Перевірний розрахунок вала.....	26
6.4	Розрахунок шпонкового з'єднання.....	28
6.4.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	28
6.4.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.	30
6.5	Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	31
7.	Охорона праці.....	32
	Список літератури	38

Попл. и дата	
Взам. инв. №	
Инв. № дубл.	
Попл. и дата	
Инв. № подл.	

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата			
					Розрахунково-пояснювальна записка		
					Лист	Лист	Листов
					2	32	
					СумДУ, гр.		

1. Обґрунтування вибору конструктивної схеми насосу.

1.1 Загальна характеристика вільновихрових насосів

Розвиток сільського господарства вимагає впровадження механізації виробничих процесів у галузі тваринництва. Застосовувані в даний час відцентрові насоси для систем роздачі кормів на тваринницьких фермах мають суттєві недоліки: закупорювання каналів робочого колеса продуктом, що перекачується, значне число зупинок насоса для очищення корпусу, низька довговічність, внаслідок швидкого зносу передніх ущільнень робочого колеса.

Крім того, при перекачуванні рідин з великими і довговолокнистими включеннями, в конструкції насосів передбачаються спеціальні люки для очищення і збільшуються розміри робочого колеса. Всі ці заходи дозволяють підвищити надійність і зносостійкість відцентрових насосів СМ для гідротранспорту різних продуктів.

Але одночасно з цим широкі водопровідні канали з спрощеною формою лопатей робочого колеса і відвідних пристроїв знижують К.К.Д. насоса, а часте забивання каналів волокнистими включеннями призводить до простою обладнання та додаткових витрат на збирання та розбирання насосів.,

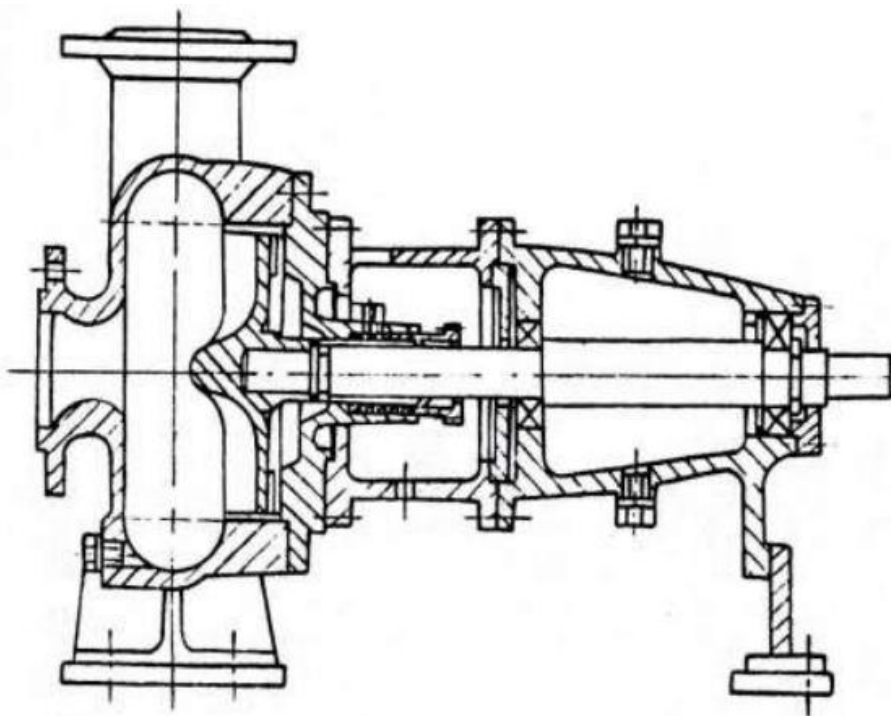


Рисунок 1 - Вільновихровий насос типу Туро

									Лист
									4
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

економічно виправдано.

Результати численних досліджень показали, що найбільш прийнятною конструкцією для перекачування рідин з твердими та волокнистими включеннями є конструктивна схема Туро (рис.2).

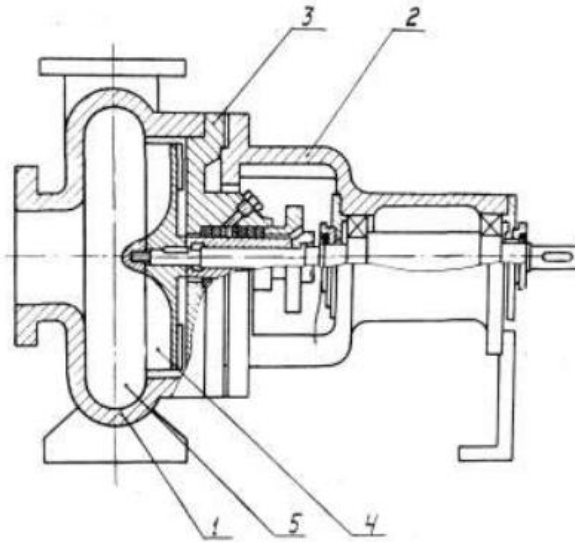


Рисунок 2 - Вільновихровий насос типу Туро: 1 - корпус, 2 - вузол опорного кронштейна, 3 - корпус ущільнення, 4 - робоче колесо, 5 - вільно-вихрова камера

К.К.Д. насосів Туро, що випускаються серійно за кордоном складає в середньому 45-54%.

									Лист
									6
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

2. Модельний розрахунок проточної частини насоса.

2.1 Вибір модельного насоса.

Головним фактором при створенні нової проточної частини насоса є наявність модельних проточних частин, оскільки за їх відсутності необхідно було б створювати нову проточну частину шляхом складних розрахунків, випробовувати її, досліджувати на стенді, що пов'язано з великими часовими та фінансовими затратами.

Вибір модельної проточної частини консольного насоса проводиться за допомогою коефіцієнта швидкохідності, який розраховується виходячи з заданих характеристик натурального насоса:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n_n \cdot \frac{Q_n}{j}}{\frac{H_n}{i}^{3/4}} \quad (1)$$

де n_n – частота обертання вала натурального насоса, об/хв;

$Q_n = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ – подача натурального насоса;

$H_n = 28 \text{ м}$ – напір натурального насоса;

i – кількість ступенів насосу;

j – кількість потоків.

Результати розрахунку коефіцієнта швидкохідності для різних конструкцій та частот обертання заносимо до таблиці 1.

Таблиця 1

	750	1500	3000
1 ступінь	37.48	75	149
2 ступені	63	126	252
двосторонній вхід	26.5	53	106

Так як розглянуті основні конструктивні схеми вільновихрових насосів мають одноступінчасту конструкцію з робочим колесом одностороннього входу, та після аналізу рисунок 5 бачимо, що найвищий ККД для одноступінчастої схеми при частоті обертання валу насоса 1500 об/хв. Отже обираємо одно ступеневу конструкцію насоса з $n_s = 75$.

Модельним насосом є насос ВВН 110-29 з параметрами:

$n_n = 1500$ об/хв – частота обертання валу модельного насоса;

$Q_n = 110$ м³/год – подача модельного насоса;

$H_n = 29$ м – напір модельного насоса;

Коефіцієнт швидкохідності даного насосу дорівнює:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 1500 \cdot \frac{110/3600}{1}}{\frac{29}{1}^{3/4}} = 77$$

У відповідності до [1] розрахунок розмірів проточної частини ВВН можна провести шляхом перерахунку модельного насоса. Цей метод аналогічний лопатевим насосам. Для застосування даного методу розрахунку необхідно визначити коефіцієнт швидкохідності n_s і підібрати модельний насос, n_s якого близький до коефіцієнта швидкохідності насоса, що проектується. В нашому випадку коефіцієнти швидкохідності майже однакові, з чого можна зробити висновок що насос ВВН 110-29 можна використовувати як модельний.

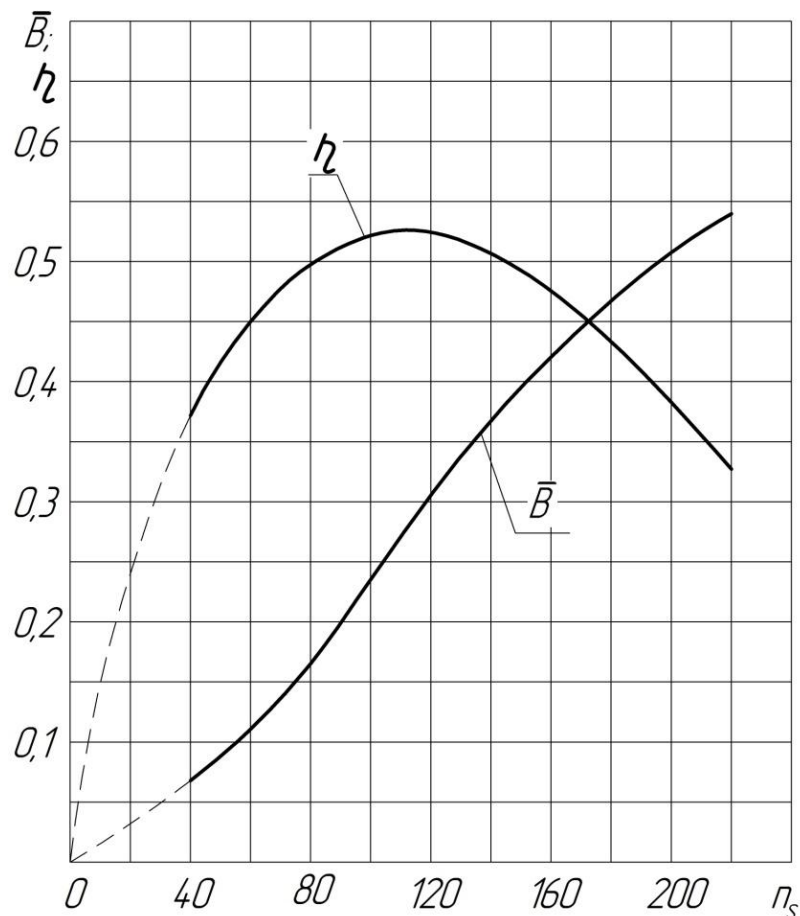


Рисунок 5 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

2.2 Визначення основних геометричних параметрів проточної частини.

2.2.1 Зовнішній діаметр робочого колеса.

Для прийнятого $n_s = 75$ по рисунку 5 знаходимо ККД ті відносну ширину вільної камери \bar{B} :

- ширина вільної камери $\bar{B} = 0.14$;
- $\eta = 0.48$.

Виходячи із рекомендацій [1] задаємося відношеннями основних розмірів робочого колеса:

- відносне значення діаметру робочого колеса $\bar{D}_1 = 0.2$;
- відносна ширина лопатки на виході робочого колеса $\bar{b}_2 = 0.15$;
- число лопаток $z = 10$;
- відносна товщина лопатки $\bar{\delta} = 0.02$.

Знаходимо діаметр робочого колеса розрахунковим методом за формулою:

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \bar{H} \quad (2)$$

де

$$A = \frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2}^{1/2} \quad (3)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД насоса (для малих та середніх насосів $\eta_{\text{мех}} = 0.95 \div 0.97$), приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0.95$ [1];

$K = 7.023 \cdot 10^{-3}$ – постійний коефіцієнт [1];

η – ККД насоса;

F_1 – функція, що враховує вплив відносних розмірів РК;

F_2 – функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу.

Величина функції $F_1 = 0.0192$, яку знаходимо з рисунку 6 для числа лопаток $z = 10$ та відносна товщина лопатки $\bar{\delta} = 0.02$.

									Лист
									9
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

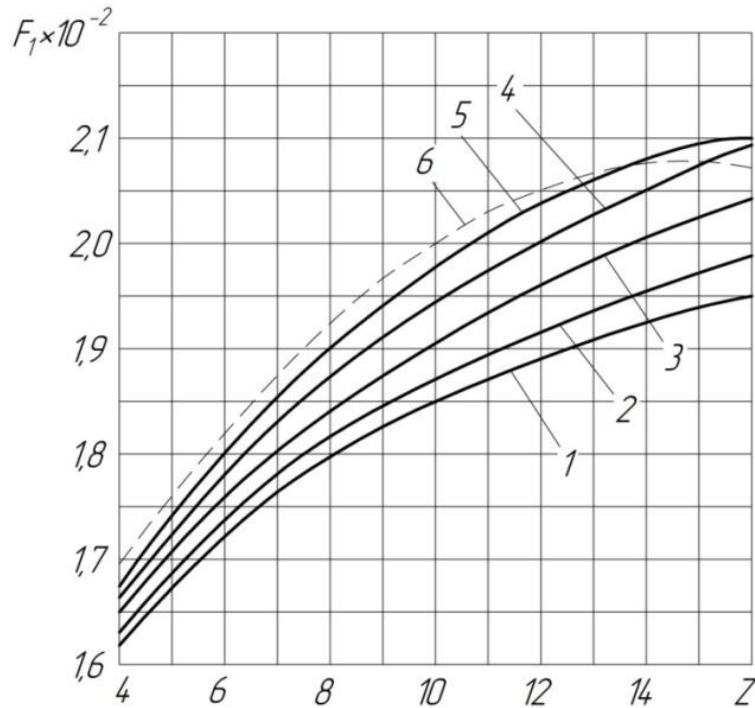


Рисунок 6 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при $\bar{D}_1 = 0,2$:
 1 – $\delta = 0,005$; 2 – $\delta = 0,01$; 3 – $\delta = 0,02$; 4 – $\delta = 0,03$; 5 – $\delta = 0,04$; 6 – $\delta = 0,05$

Величина $F_2 = f \bar{B}/\bar{b}_2$ представляє собою функцію, яка залежить від співвідношення ширина вільної камери \bar{B} до відносної ширина лопатки на виході робочого колеса \bar{b}_2 та знаходиться з графіка рисунок 7.

Отже при $\bar{B}/\bar{b}_2 = 0.14/0.15 = 0.93$ функція $F_2 = 2.22$.

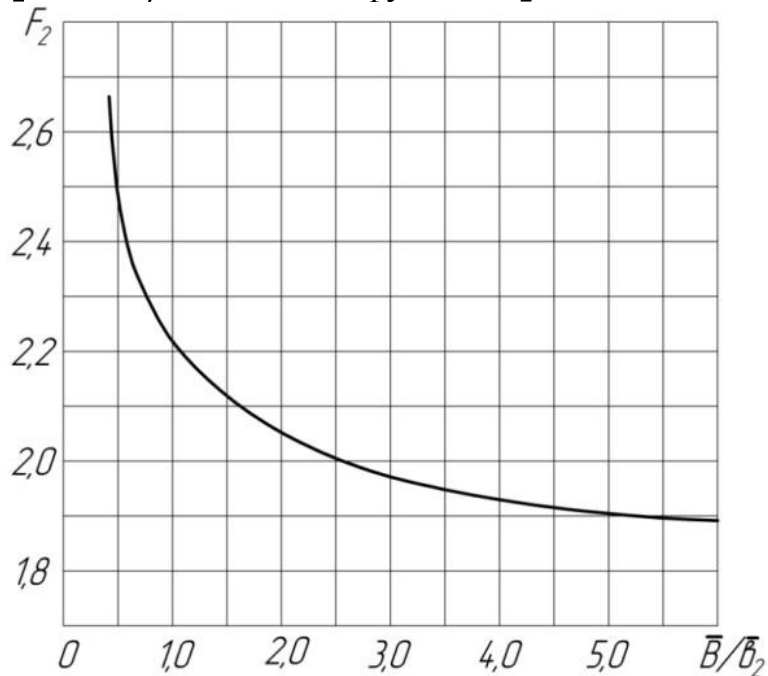


Рисунок 7 – Залежність функції F_2 від відношення \bar{B}/\bar{b}_2

Отже:

$$A = \frac{0.95}{7.023 \cdot 10^{-3} \cdot 0.48 \cdot 0.0192 \cdot 2.22}^{1/2} = 81.13$$

					<i>КП</i>	<i>ПЗ</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			10

Знаходимо діаметр робочого колеса розрахунковим методом:

$$D_2 = \frac{81.13}{1500} \cdot \overline{28} = 0.287 \text{ м} = 287 \text{ мм}$$

Виходячи з характеристик натурального та модельного насосів визначаємо масштабний коефіцієнт геометричної подібності за формулою:

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{Q_H}{Q_M} \cdot \frac{H_M}{H_H}} \quad (14)$$

де $Q_M = 110 \text{ м}^3/\text{год}$ – подача модельного насоса, $\text{м}^3/\text{год}$;

$H_M = 29 \text{ м}$ - напір модельного насоса, м.

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{100}{110} \cdot \frac{29}{28}} = 0.96$$

Приймаємо $\lambda = 0.95$.

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

$$D_{2H} = \lambda \cdot D_{2M} \quad (15)$$

де $D_{2M} = 0.27 \text{ м}$ - зовнішній діаметр модельного робочого колеса, що береться з робочого креслення модельного колеса насоса ВВН 110-29.

$$D_{2H} = 0.95 \cdot 0.27 = 0.257 \text{ м}$$

Приймаємо $D_{2H} = 260 \text{ мм}$.

2.2.2 Абсолютні розміри робочого колеса.

Абсолютні розміри робочого колеса визначаємо виходячи з розмірів модельного насосу з урахуванням коефіцієнта геометричної подібності:

$$D_{1H} = \lambda \cdot D_{1M} \quad (4)$$

$$D_{1H} = 0.2 \cdot 260 = 52 \text{ мм}$$

$$b_{2H} = \lambda \cdot b_{2M} \quad (5)$$

$$b_{2H} = 0.95 \cdot 34 = 32.3 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_{2H} = 32 \text{ мм}$

									Лист
									11
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

$$\delta_{\text{н}} = \lambda \cdot \delta_{\text{м}} \quad (6)$$

$$\delta_{\text{н}} = 0.95 \cdot 4 = 3.8 \text{ мм}$$

2.2.3 Ширина вільної камери.

Ширину вільної камери знаходимо за формулою:

$$B = \lambda \cdot B_{\text{м}} \quad (7)$$

$$B = 0.95 \cdot 48 = 45.6 \text{ мм}$$

2.2.4 Основні геометричні розміри кільцевого відводу.

При проектуванні СВН типу "Turo" найбільш технологічною і оптимальною по напору і ККД є кільцева форма відведення з округленим меридіанними профілем.

Діаметр кільцевого відводу знаходимо за формулою:

$$D_3 = \lambda \cdot D_{3\text{м}} \quad (8)$$

$$D_3 = 0.95 \cdot 346 = 329 \text{ мм}$$

Діаметр виходу на рівні язика відводу знаходимо за формулою:

$$D_B = B \quad (9)$$

$$D_B = 45.6 \text{ мм}$$

Діаметр входу в насос.

Діаметр входу в насос визначаємо за формулою:

$$D_0 = \lambda \cdot D_{0\text{м}} \quad (10)$$

Знайдемо діаметр входу:

$$D_0 = 0.95 \cdot 111 = 105.5 \text{ м}$$

Умова $D_0 \geq B$ виконується $105.5 \geq 45.6$.

Діаметр вхідного і напірного патрубків приймають відповідно до ГОСТ 27854 - 88 "Насоси динамічні. Ряди основних параметрів": $D_{\text{вх}} = 100 \text{ мм}$, $D_{\text{нп}} = 100 \text{ мм}$.

									Лист
									12
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

3. Розрахунок гідродинамічних сил

3.1 Розрахунок осьової сили

Досвід експлуатації ВВН свідчить про те, що осьова сила в цих насосах істотно більше, ніж у відцентрових насосах аналогічних розмірів. Характер руху рідини в проточній частині та допоміжних трактах ВВН (підводі, вільної камері, відвід, РК, бічних пазухах і ін.) дуже складний і мало вивчений, тому в даний час відсутні способи надійного аналітичного визначення складових результуючої осьової сили. Розрахунок осьових сил в ВВН ґрунтується на результатах експерименту.

На ротор СВН діє результуюча осьова сила, зазвичай спрямована в бік, протилежний напрямку входу рідини в РК.

Для визначення результуючої осьової сили використовуємо формулу [1]:

$$A_n = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \beta \cdot R_2^2 - R_{\text{вТ}}^2 - \psi_r \cdot R_2^2 - R_1^2 - \frac{\pi}{4} \cdot R_2^4 \cdot \left(1 - \overline{R_{\text{вТ}}}^2\right)^2 \cdot \rho \cdot k^2 \cdot \omega^2 \quad (11)$$

де $R_{\text{вТ}} = R_{\text{вТ.мод.РК}} \cdot \lambda = 28.5 \cdot 0.95 = 27.0$ мм – радіус втулки;

β – експериментальний коефіцієнт;

ψ_r – коефіцієнт;

$\overline{R_{\text{вТ}}}$ – відносний радіус втулки робочого колеса;

$k = 0.486$ – експериментальний коефіцієнт;

Знаходимо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu} \quad (12)$$

де $\nu = 1.01 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кінематичний коефіцієнт в'язкості води при температурі 20 °С.

									Лист
									13
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

$$Re = \frac{1500 \cdot 0.26^2}{60 \cdot 1.01 \cdot 10^{-6}} = 1.67 \cdot 10^6$$

Так як число Рейнольдса знаходиться за межами кореляційної залежності для коефіцієнта β та коефіцієнта ψ_r , точність яких перевірена в діапазоні -

Коефіцієнт β знаходимо за кореляційною залежністю, точність якої перевірена в діапазоні ($0.4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1.3 \cdot 10^6$):

$$\beta = 0.407 + \frac{0.361 \cdot 10^6}{Re} \quad (13)$$

$$\beta = 0.407 + \frac{0.361 \cdot 10^6}{1.67 \cdot 10^6} = 0.623$$

Коефіцієнт ψ_r знаходимо за кореляційною залежністю, точність якої перевірена в діапазоні ($0.4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1.3 \cdot 10^6$):

$$\psi_r = -0.105 + \frac{0.511 \cdot 10^6}{Re} \quad (14)$$

$$\psi_r = -0.105 + \frac{0.511 \cdot 10^6}{1.67 \cdot 10^6} = 0.111$$

Кутову швидкість робочого колеса знайдемо за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (15)$$

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ c}^{-1}$$

Відносний радіус втулки робочого колеса знаходимо за формулою:

$$\overline{R_{\text{вТ}}} = \frac{R_{\text{вТ}}}{R_2} \quad (16)$$

$$\overline{R_{\text{вТ}}} = \frac{27}{130} = 0.208$$

Знаходимо результуючу осьову силу:

									Лист
									14
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

$$A_n = 3.14 \cdot 1075 \cdot 9.81 \cdot 28$$

$$\cdot 0.593 \cdot 0.13^2 - 0.02375^2 - 0.111 \cdot 0.13^2 - 0.028^2 - \frac{3.14}{4} \cdot 0.13^4 \cdot 1 - 0.208^2 \cdot 1075 \cdot 0.486^2 \cdot 157^2 = 5298 \text{ Н}$$

Зменшення осьової сили від дії відкритих лопаток можна оцінити за формулою:

$$T_l = \frac{3}{8} \cdot \gamma \cdot \frac{\pi \cdot D_{2u}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{вТ}^2}{4} \cdot \frac{u_{2u}^2 - u_{вТ}^2}{2 \cdot g}$$

де $D_{2u} = 260$ мм – вихідний діаметр імпеллера;

$d_{вТ} = 1200$ мм – діаметр втулки РК;

u_{2u} – колова швидкість на виході з імпеллера;

$u_{вТ}$ – колова швидкість на вході в імпеллер.

Колова швидкість на виході з імпеллера:

$$u_{2u} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{2u}}{30}$$

$$u_{2u} = \frac{3.14 \cdot 1500 \cdot 0.26}{30} = 40.8 \text{ м/с}$$

Колова швидкість на вході в імпеллер:

$$u_{вТ} = \frac{\pi \cdot n \cdot d_{вТ}}{30}$$

$$u_{вТ} = \frac{3.14 \cdot 1500 \cdot 0.12}{30} = 18.8 \text{ м/с}$$

Отже:

$$T_l = \frac{3}{8} \cdot 9319.5 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.26^2}{4} - \frac{3.14 \cdot 0.12^2}{4} \cdot \frac{40.8^2 - 18.8^2}{2 \cdot 9.81} = 5223 \text{ Н}$$

Тоді осьова сила буде дорівнювати:

$$T_{\text{сум}} = T - T_l = 5298 - 5223 = 75 \text{ Н}$$

									Лист
									15
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

3.2 Розрахунок радіальної сили

Радіальна сила в насосі виникає внаслідок окружний

нерівномірності параметрів потоку на вхідній і напірної сторони РК. На розподіл швидкостей і тисків рідини на виході з РК значний вплив мають тип відведення і геометрія його елементів.

У насосах з кільцевими відводами, виконаними у вигляді циліндричної камери, максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до оптимального.

Радіальну силу в СВН з кільцевих відведенням можна визначити за виразом:

$$R = k_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_{2Д} \quad (17)$$

де $k_R = 0.2$ – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$b_{2Д} = b_2 + \delta = 32 + 3.8 = 35.8$ мм – ширина РК на виході, включно з товщиною диска;

$Q_{\text{опт}} = Q = 100$ м³/год – подача насоса в оптимальному режимі.

Знайдемо радіальну силу:

$$R = 0.2 \cdot \frac{100}{100} \cdot 1075 \cdot 9.81 \cdot 28 \cdot 0.26 \cdot 0.0358 = 550 \text{ Н}$$

									Лист
									16
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

4. Розрахунок насоса на кавітацію.

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай, кавітація виникає при падінні тиску до значення, що дорівнює або менше від тиску пружності насиченого пару та супроводжується порушенням суцільності потоку з утворенням порожнин, насичених паром та розчинених у рідині газами. Також вона виникає при зниженні місцевого тиску з різних причин динамічного характеру: збільшення швидкості рідини через збільшення частоти обертання, відриву або стискання потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій.

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться виходячи із кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$c = \frac{5.62 \cdot n \cdot \bar{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} \quad (18)$$

де Δh м - кавітаційний запас насоса.

Встановлено, що звичайні насоси ВВН мають добрі кавітаційні показники при $c = 700 \div 1000$ [1]. Приймаємо, що наш насос має добрі кавітаційні показники, тоді $c = 1000$.

Із формули (21) знайдемо величину кавітаційного запасу нашого насоса:

$$\Delta h = \frac{5.62 \cdot n \cdot \bar{Q}^{4/3}}{c} \quad (19)$$
$$\Delta h = \frac{5.62 \cdot 1500 \cdot \bar{100}^{4/3}}{1000} = 1.71 \text{ м}$$

									Лист
									17
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

5. Розрахунок вибору привода насоса

5.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (20)$$

$$N = \frac{1075 \cdot 9.81 \cdot \frac{100}{3600} \cdot 28}{0.48} = 17088 \text{ Вт} = 17.1 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N \quad (21)$$

де $k = 1.15 \div 1.25$ – коефіцієнт запасу [1].

$$N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot 17.1 = 20.5 \text{ кВт}$$

За стандартною частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун 4АМУ180S4, з потужністю 22 кВт, частотою обертання 1500 об/хв, ККД двигуна складає 90.5 %.

5.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

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 ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (22)$$

де $M_{\text{ном}}$ - номінальний момент на валу електродвигуна:

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega} \quad (23)$$

									Лист
									18
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{20.5}{157} = 0.131 \text{ кН} \cdot \text{м} = 131 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0.21 \cdot 131 = 27.5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega} \quad (24)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса:

$$N_{\text{max}} = N_{\text{ДВ}} = 22 \text{ кВт} \quad (25)$$

$$M_{\text{max}} = \frac{22}{157} = 0.14 \text{ кН} \cdot \text{м} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{\text{НОМ}} \quad (26)$$

$$n_B = 0.3 \cdot 1500 = 450 \text{ об/хв}$$

де $n_{\text{НОМ}}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$M_B = 0.03 \cdot M_{\text{max}} \quad (27)$$

$$M_B = 0.03 \cdot 140 = 4.2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (28)$$

$$k = \frac{140}{1500^2} = 0.62 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (29)$$

Таблиця 2 - Пускова моментна характеристика

н, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500
М, Н·м	0	3.89	15.6	35	62.2	97.2	140

6. Розрахунки на міцність

6.1 Конструювання валу

Конструювання валу починається з визначення його діаметрів (див. рис. 9)

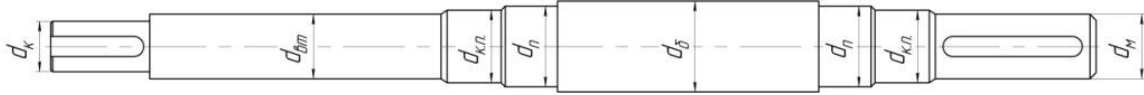


Рисунок 9 - Розміри діаметрів валу насоса

Діаметр валу під робочим колесом (м) визначаємо з розрахунку на кручення за формулою:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot \tau}} \quad (30)$$

де $\tau = 10 \div 30 \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 140}{3.14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0.033 \text{ м}$$

Діаметр валу під захисну втулку, мм:

$$d_{вТ} = d_k + 10 \quad (31)$$

$$d_{вТ} = 33 + 10 = 43 \text{ мм}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_M = 0.8 \div 1.2 \cdot d_{дв} \quad (32)$$

де $d_{дв} = 55$ мм - вихідний кінець вала обраного двигуна.

$$d_M = 1 \cdot 55 = 55 \text{ мм}$$

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_M + 5 \div 10 \quad (33)$$

$$d_{к.п.} = 55 + 5 = 60 \text{ мм}$$

									Лист
									21
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

Діаметр валу під манжету вибираємо згідно ГОСТ 8752-79 $d_{к.п.} = 60$ мм .

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_{п} = d_{к.п.} + 2 \cdot t \quad (34)$$

де $t = 2.5$ мм – висота буртика.

$$d_{п} = 60 + 2 \cdot 2.5 = 65 \text{ мм}$$

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{б} = d_{п} + 3 \cdot r \quad (35)$$

де $r = 3.5$ мм – координата фаски підшипника, що вибирає залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника з табл. 3.

Таблиця 3 - Визначення координати фаски підшипника

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Тоді діаметр буртика для упору підшипника дорівнює:

$$d_{б} = 65 + 3 \cdot 3.5 = 75.5 \text{ мм}$$

6.2 Розрахунок кінцевого ущільнення валу

6.2.1 Вибір типу ущільнення

У наведених на рисунках 1-4 конструкціях насосів як кінцеве ущільнення валу застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 10).

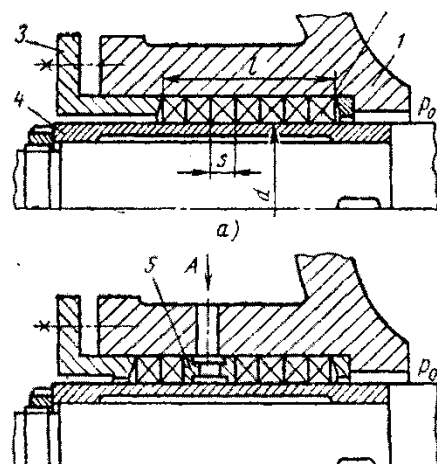


Рисунок 10 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$s = \bar{d} \quad (36)$$

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

$$d = d_{\text{BT}} + 10 \quad (37)$$

$$d = 43 + 10 = 53 \text{ мм}$$

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \bar{53} = 7.28 \text{ мм}$$

Згідно ГОСТ 5152-84 приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду $s = 8 \text{ мм}$.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (38)$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 4 \div 6$).

$$L = 4 \cdot 8 = 32 \text{ мм}$$

6.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

									Лист
									23
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \quad (39)$$

де r – радіус захисної втулки;

$\mu_1 = 0.01 \div 0.02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0.5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

де $p_0 = 1$ кгс/см² – надлишковий тиск насоса перед сальником.

L та S підставляються в см.

Радіус захисної втулки знайдемо за формулою:

$$r = \frac{d_{\text{вт}}}{2} + 0.5 \quad (40)$$

$$r = \frac{4.3}{2} + 0.5 = 2.65 \text{ см}$$

Тоді:

$$N_c = 3.14 \cdot 157 \cdot 2.65^2 \cdot 0.8 \cdot 1 \cdot \frac{0.01}{0.5} e^{2 \cdot 0.5 \cdot \frac{3.2}{0.8}} - 1 = 2968.9 \text{ Вт}$$

6.3 Розрахунок валу

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємозв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

6.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає нерівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 11), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно

									Лист
									24
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$M_C = R_1 \cdot l_1 + l_2 - R_2 \cdot l_2 = 0 \quad (41)$$

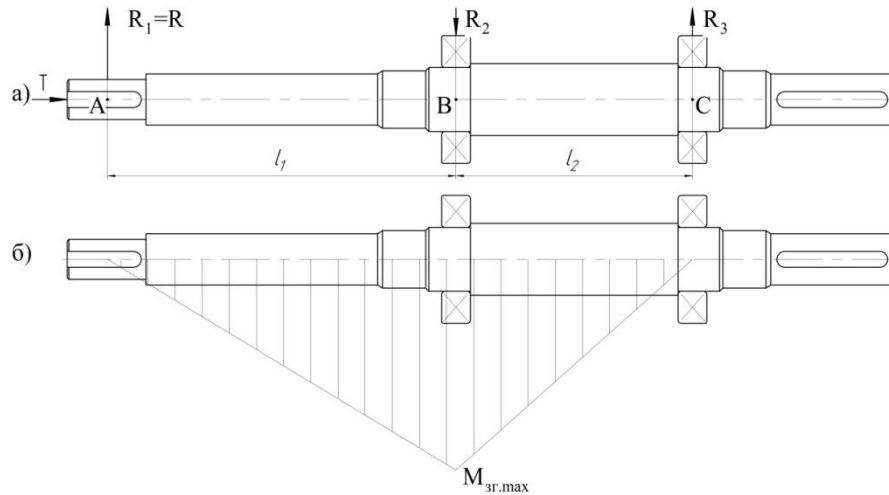


Рисунок 11 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1 \cdot l_1 + l_2}{l_2} \quad (42)$$

де $l_1 = 0.195$ м , $l_2 = 0.16$ м , $R_1 = R_{max}$.

$$R_2 = \frac{550 \cdot 0.195 + 0.16}{0.16} = 1220 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$M_B = R_1 \cdot l_1 - R_3 \cdot l_2 = 0 \quad (43)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 \cdot l_1}{l_2} \quad (44)$$

$$R_3 = \frac{550 \cdot 0.195}{0.16} = 670 \text{ Н}$$

									Лист
									25
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

6.3.2 Наближений розрахунок валу

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0.75 \cdot M_{мах}^2} \quad (45)$$

де $M_{зг.мах}$ - максимальний згинальний момент, Н·м.

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

$$M_{зг.мах} = R_1 \cdot l_1 \quad (46)$$

$$M_{зг.мах} = 550 \cdot 0.195 = 107 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{107^2 + 0.75 \cdot 140^2} = 161.7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр валу в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot \sigma}} \quad (47)$$

де $\sigma = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{161.7}{0.1 \cdot 40}} = 34.3$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{п} = 65 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$65 \text{ мм} > 34.3 \text{ мм}$$

6.3.3 Перевірний розрахунок валу

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2} \geq s \quad (48)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$s = 2.5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_{σ}, s_{τ} - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (49)$$

								Лист
								26
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		КП	ПЗ	

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (50)$$

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

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

$K_{\sigma} = 2.2, K_{\tau} = 1.41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

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

$\psi_{\sigma} = 0.25 \div 0.3, \psi_{\tau} = 0.1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + 70 \div 120 \quad (51)$$

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot 850 + 95 = 392.5 \text{ МПа}$$

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (52)$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot 392.5 = 227.65 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (53)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (54)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (55)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{140}{0.2 \cdot 0.065^3} = 1.27 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 5494}{3.14 \cdot 0.065^2} = 1.66 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{111}{0.1 \cdot 0.065^3} = 4.0 \text{ МПа}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{392.5}{\frac{2.2}{0.62} \cdot 4.0 + 0.275 \cdot 1.66} = 29.3$$

									Лист
									27
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_{\tau} = \frac{227.65}{\frac{1.41}{0.62} \cdot 1.27 + 0.1 \cdot 1.27} = 82.5$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.3).

Таблиця 4 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$

d_n	Діаметри валів, мм						
	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{29.3 \cdot 82.5}{29.3^2 + 89.5^2} = 27.61$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq s$$

$$27.61 \geq 2.5$$

6.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

6.4.1 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 ($d_k = 33$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 10 \cdot 8 \cdot 50$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot h - t_1} \quad (56)$$

де $t_1 = 5.0$ мм – глибина паза вала;

$h = 8$ мм – висота шпонки, мм;

					<i>КП</i>	<i>ПЗ</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			28

$d = d_k = 33$ мм – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 140$ Н·м ;

l_p – робоча довжина шпонки.

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою:

$$l_p = l - b \quad (57)$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 50 - 8 = 42 \text{ мм}$$

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 140}{0.033 \cdot 0.042 \cdot 0.008 - 0.005} = 67.34 \cdot 10^6 \text{ Па} = 67.34 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = 0.56 \cdot \sigma_{0.2} \quad (58)$$

де $\sigma_{0.2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$\sigma_{зм} = 0.56 \cdot 343 = 192.08 \text{ МПа}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq \sigma_{зм} \quad (59)$$

$$67.34 \text{ МПа} \leq 192.08 \text{ МПа}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (60)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 140}{0.033 \cdot 0.05 \cdot 0.008} = 21.21 \cdot 10^6 \text{ Па} = 21.21 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq \tau_{зр} \quad (63)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$\tau_{зр} = 0.6 \cdot \sigma_{зм} \quad (61)$$

$$\tau_{зр} = 0.6 \cdot 192.08 = 115.248 \text{ МПа}$$

									Лист
									29
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

Умова міцності на зминання виконується:

$$21.21 \text{ МПа} \leq 115.248 \text{ МПа}$$

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

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 65$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 16 \cdot 10 \cdot 78$$

Напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 140}{0.055 \cdot 0.062 \cdot 0.01 - 0.006} = 20.53 \cdot 10^6 \text{ Па} = 20.53 \text{ МПа}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 6$ мм .

діаметр вала $d = d_m = 55$ мм .

Робоча довжина шпонки знаходиться:

$$l_p = 78 - 16 = 62 \text{ мм}$$

Допустиме напруження на зминання $\sigma_{зм} = 192.08$ МПа

Умова міцності на зминання виконується:

$$20.53 \text{ МПа} \leq 192.08 \text{ МПа}$$

Перевірка шпонки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 140}{0.055 \cdot 0.078 \cdot 0.01} = 6.53 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6.53 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зріз $\tau_{зр} = 115.248$ МПа

Умова міцності на зминання виконується:

$$6.53 \text{ МПа} \leq 115.248 \text{ МПа}$$

									Лист
									30
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

6.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 6.1 діаметром $d_n = 65$ мм згідно ГОСТ 8328-75 вибираємо роликовий однорядний підшипник 213, динамічна вантажопідйомність $C = 56000$ Н, статична вантажопідйомність $C_0 = 34000$ Н.

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис. 11). Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (62)$$

де $F_r = R_2 = 1220$ Н, – радіальне навантаження;

$F_a = T = 5298$ Н осьове навантаження;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$.

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури Коефіцієнт радіального навантаження $X = 0.6$, а коефіцієнт осьового навантаження $Y = 0.5$.

Еквівалентне динамічне навантаження дорівнює:

$$P = 0.6 \cdot 1220 \cdot 1 + 0.5 \cdot 5298 \cdot 1 \cdot 1 = 3381 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \frac{C}{P}^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (63)$$

$$L_{hp} = \frac{56000}{3381}^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 50488 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (64)$$

Умова довговічності підшипників виконується $50488 \text{ год} > 20000 \text{ год}$.

								Лист
								31
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		КП	ПЗ	

7. Охрана труда

Характеристика, действие на организм, нормирование и защита от электромагнитных полей

Источниками электромагнитных полей (ЭМП) являются: атмосферное электричество, радиоизлучения, электрические и магнитные поля Земли, искусственные источники (установки ТВЧ, радиовещание и телевидение, радиолокация, радионавигация и др.). Источниками излучения электромагнитной энергии являются мощные телевизионные и радиовещательные станции, промышленные установки высокочастотного нагрева, а также многие измерительные, лабораторные приборы. Источниками излучения могут быть любые элементы, включенные в высокочастотную цепь.

Токи высокой частоты применяют для плавления металлов, термической обработки металлов, диэлектриков и полупроводников и для многих других целей. Для научных исследований в медицине применяют токи ультравысокой частоты, в радиотехнике — токи ультравысокой и сверхвысокой частоты. Возникающие при использовании токов высокой частоты электромагнитные поля представляют определенную профессиональную вредность, поэтому необходимо принимать меры защиты от их воздействия на организм.

Токи высокой частоты создают в воздухе излучения, имеющие ту же электромагнитную природу, что и инфракрасное, видимое, рентгеновское и гамма-излучение. Различие между этими видами энергии — в длине волны и частоте колебаний, а значит, и в величине энергии кванта, составляющего электромагнитное поле. Электромагнитные волны, возникающие при колебании электрических зарядов (при прохождении переменных токов), называются радиоволнами.

Электромагнитное поле характеризуется длиной волны (м) или частотой колебания (Гц).

Интервал длин радиоволн — от миллиметров до десятков километров, что соответствует большому диапазону частот колебаний (Гц).

Интенсивность электромагнитного поля в какой-либо точке пространства

									Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	32

зависит от мощности генератора и расстояния от него. На характер распределения поля в помещении влияет наличие металлических предметов и конструкций, которые являются проводниками, а также диэлектриков, находящихся в ЭМП.

При эксплуатации электроэнергетических установок — открытых распределительных устройств (ОРУ) и воздушных ЛЭП напряжением выше 330 кВ — в пространстве вокруг токоведущих частей действующих электроустановок возникает сильное электромагнитное поле, влияющее на здоровье людей. В электроустановках напряжением ниже 330 кВ возникают менее интенсивные электромагнитные поля, не оказывающие отрицательного влияния на биологические объекты.

Эффект воздействия электромагнитного поля на биологический объект принято оценивать количеством электромагнитной энергии, поглощаемой этим объектом при нахождении его в поле. При малых частотах электромагнитное поле можно рассматривать состоящим из двух полей (электрического и магнитного), практически не связанных между собой. Электрическое поле возникает при наличии напряжения на токоведущих частях электроустановок, а магнитное — при прохождении тока по этим частям. Поэтому допустимо рассматривать отдельно друг от друга влияние, оказываемое ими на биологические объекты.

Установлено, что в любой точке поля в электроустановках сверхвысокого напряжения (50 Гц) поглощенная телом человека энергия магнитного поля примерно в 50 раз меньше поглощенной им энергии электрического поля.

На основании этого был сделан вывод, что отрицательное действие электромагнитных полей электроустановок сверхвысокого напряжения (50 Гц) обусловлено электрическим полем, то есть нормируется напряженность E (кВ/м).

В различных точках пространства вблизи электроустановок напряженность электрического поля имеет разные значения и зависит от ряда факторов: номинального напряжения, расстояния (по высоте и горизонтали) рассматриваемой точки от токоведущих частей и др.

									Лист
									33
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

Воздействие на организм человека

Электромагнитные излучения радиочастотных установок, воздействуя на организм человека в дозах, превышающих допустимые, могут явиться причиной профессиональных заболеваний. В результате возможны изменения нервной, сердечно-сосудистой, эндокринной и других систем организма человека.

Действие электромагнитных полей на организм человека проявляется в функциональном расстройстве центральной нервной системы; субъективные ощущения при этом — повышенная утомляемость, головные боли и т. п. Первичным проявлением действия электромагнитной энергии является нагрев, который может привести к изменениям и даже к повреждениям тканей и органов. Механизм поглощения энергии достаточно сложен. Возможны также перегрев организма, изменение частоты пульса, сосудистых реакций. Поля сверхвысоких частот могут оказывать воздействие на глаза, приводящее к возникновению катаракты (помутнению хрусталика). Многократные повторные облучения малой интенсивности могут приводить к стойким функциональным расстройствам центральной нервной системы. Степень биологического воздействия электромагнитных полей на организм человека зависит от частоты колебаний, напряженности и интенсивности поля, длительности его воздействия. Биологическое воздействие полей разных диапазонов неодинаково. Изменения, возникающие в организме под воздействием электромагнитных полей, чаще всего обратимы.

Исследованиями установлено, что биологическое действие одного и того же по частоте электромагнитного поля зависит от напряженности его составляющих (электрической и магнитной) или плотности потока мощности для диапазона более 300 МГц. Это является критерием для определения биологической активности электромагнитных излучений. Для этого электромагнитные излучения с частотой до 300 МГц разбиты на диапазоны, для которых установлены предельно допустимые уровни напряженности электрической (В/м) и магнитной (А/м) составляющих поля. Для населения еще учитывают их местонахождение в зоне застройки или жилых помещений.

									Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	34

Согласно ГОСТ 12.1.006—84, нормируемыми параметрами в диапазоне частот 60 кГц — 300 МГц являются напряженности электромагнитного поля (Е). На рабочих местах и в местах возможного нахождения персонала, профессионально связанного с воздействием электромагнитного поля, предельно допустимая напряженность этого поля в течение всего рабочего дня не должна превышать нормативных значений.

Эффект воздействия электромагнитного поля на биологический объект принято оценивать количеством электромагнитной энергии, поглощаемой этим объектом при нахождении его в поле (Вт).

Ограничение времени пребывания человека в электромагнитном поле представляет собой так называемую «защиту временем».

Если напряженность поля на рабочем месте превышает 25 кВ/м или если требуется большая продолжительность пребывания человека в поле, чем указано в таблице 2 работы должны производиться с применением защитных средств — экранирующих устройств или экранирующих костюмов.

Пространство, в котором напряженность электрического поля равна 5 кВ/м и больше, принято называть опасной зоной или зоной влияния. Приблизительно можно считать, что эта зона лежит в пределах круга с центром в точке расположения ближайшей токоведущей части, находящейся под напряжением, и радиусом $R = 20$ м для электроустановок 400—500 кВ и $R = 30$ м для электроустановок 750 кВ. На пересечениях линий электропередачи сверхвысокого (400—750 кВ) и ультравысокого (1150 кВ) напряжения с железными и автомобильными дорогами устанавливаются специальные знаки безопасности, ограничивающие зоны влияния этих воздушных линий.

Допустимое значение тока, длительно проходящего через человека и обусловленного воздействием электрического поля электроустановок сверхвысокого напряжения, составляет примерно 50—60 мкА, что соответствует напряженности электрического поля на высоте роста человека примерно 5 кВ/м. Если при электрических разрядах, возникающих в момент прикосновения человека к металлической конструкции, имеющей иной, чем человек, потенциал,

									Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	35

установившийся ток не превышает 50— 60 мкА, то человек, как правило, не испытывает болевых ощущений. Поэтому это значение тока принято в качестве нормативного (допустимого).

Основные меры защиты от воздействия электромагнитных излучений: уменьшение излучения непосредственно у источника (достигается увеличением расстояния между источником направленного действия и рабочим местом, уменьшением мощности излучения генератора); рациональное размещение СВЧ и УВЧ установок (действующие установки мощностью более 10 Вт следует размещать в помещениях с капитальными стенами и перекрытиями, покрытыми радиопоглощающими материалами — кирпичом, шлакобетоном, а также материалами, обладающими отражающей способностью - масляными красками и др.); дистанционный контроль и управление передатчиками в экранированном помещении (для визуального наблюдения за передатчиками оборудуются смотровые окна, защищенные металлической сеткой); экранирование источников излучения и рабочих мест (применение отражающих заземленных экранов в виде листа или сетки из металла, обладающего высокой электропроводностью - алюминия, меди, латуни, стали); организационные меры (проведение дозиметрического контроля интенсивности электромагнитных излучений - не реже одного раза в 6 месяцев; медосмотр - не реже одного раза в год; дополнительный отпуск, сокращенный рабочий день, допуск лиц не моложе 18 лет и не имеющих заболеваний центральной нервной системы, сердца, глаз); применение средств индивидуальной защиты (спецодежда, защитные очки и др.).

Экранирование — наиболее эффективный способ защиты. Электромагнитное поле ослабляется экраном вследствие создания в толще его поля противоположного направления. Степень ослабления электромагнитного поля зависит от глубины проникновения высокочастотного тока в толщу экрана. Чем больше магнитная проницаемость экрана и выше частота экранируемого поля, тем меньше глубина проникновения и необходимая толщина экрана. Экранируют либо источник излучений, либо рабочее место. Экраны бывают

									Лист
									36
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

отражающие и поглощающие.

Для защиты работающих от электромагнитных излучений применяют заземленные экраны, кожухи, защитные козырьки, устанавливаемые на пути излучения. Средства защиты (экраны, кожухи) из радиопоглощающих материалов выполняют в виде тонких резиновых ковриков, гибких или жестких листов поролона, ферромагнитных пластин.

Для защиты от электрических полей сверхвысокого напряжения (50 Гц) необходимо увеличивать высоту подвеса фазных проводов ЛЭП. Для открытых распределительных устройств рекомендуются заземленные экраны (стационарные или временные) в виде козырьков, навесов и перегородок из металлической сетки возле коммутационных аппаратов, шкафов управления и контроля. К средствам индивидуальной защиты от электромагнитных излучений относят переносные зонты, комбинезоны и халаты из металлизированной ткани, осуществляющие защиту организма человека по принципу заземленного сетчатого экрана.

					<i>КП</i>	<i>ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			<i>37</i>

Список литературы

1. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; под общ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
2. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пос. / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. - М. : Машиностроение, 1977. - 288 с.
3. Лопастные насосы: справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. - 334 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пос. / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1987. - 416 с.
5. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пос. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - М. : Высшая школа, 1984. - 336 с.
6. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в трех томах. / В. И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2001. – т.1 - 920 с.

									<i>Лист</i>
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>КП</i>	<i>ПЗ</i>		38