

**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 40/16»

Виконав:

Грома С.О.

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	Ошибка! Закладка не определена.
2.	Модельний розрахунок проточної частини насоса	7
2.1	Вибір модельного насоса	7
2.2	Визначення основних геометричних параметрів проточної частини	9
2.2.1	Зовнішній діаметр робочого колеса	9
2.2.2	Абсолютні розміри робочого колеса	11
2.2.3	Ширина вільної камери	12
2.2.4	Основні геометричні розміри кільцевого відводу	12
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	25
6.3.1	Розрахунок реакцій в опорах	25
6.3.2	Наближений розрахунок валу	26
6.3.3	Перевірний розрахунок вала	27
6.4	Розрахунок шпонкового з'єднання	29
6.4.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	29
6.4.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою	30
6.5	Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	32
7.	Охорона праці	33
	Список літератури	338

Подп. и дата					
	Взам. инв. №				
Инв. № дубл.					
Подп. и дата					
	Инв. № подл.				
Инв. № подл.		Лит	Лист	Листов	Розрахунково-пояснювальна записка
			2	32	
		СумДУ, гр.			
	Разраб.	№ докум.	Подп.	Дата	
	Пров.				
	Т. контр.				
	Н. контр.				
	Утв.				

1. Обґрунтування вибору конструктивної схеми насосу.

1.1 Загальна характеристика вільновихрових насосів

Стрімке зростання темпів використання земельних ресурсів в сільському господарстві потребує додаткових шляхів по максимізації впровадження механізації виробничих процесів у галузі тваринництва. Відцентрові насоси, що застосовуються на даний момент для систем розподілення кормів на різноманітних тваринницьких фермах мають значні недоліки в своїй роботі:

- забивання каналів робочого колеса продуктом, що транспортується;
- велика кількість зупинок насосів для видалення, продуктів що перекачуються із корпусу насоса;
- швидкий знос передніх ущільнень робочого колеса, що в результаті знижує довговічність насоса в цілому.

При перекачуванні рідин з довговолокнистими та великими включеннями, конструкції насосів мають додаткові люки, що призначені для видалення продукту, що застряг, також збільшують розміри робочого колеса. Вище вказані заходи дають змогу покращити стійкість насосу до зносу та підвищити надійність.

Впровадження збільшених робочих колес, а як результат збільшення габаритів насосу знижують К.К.Д. насоса.

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

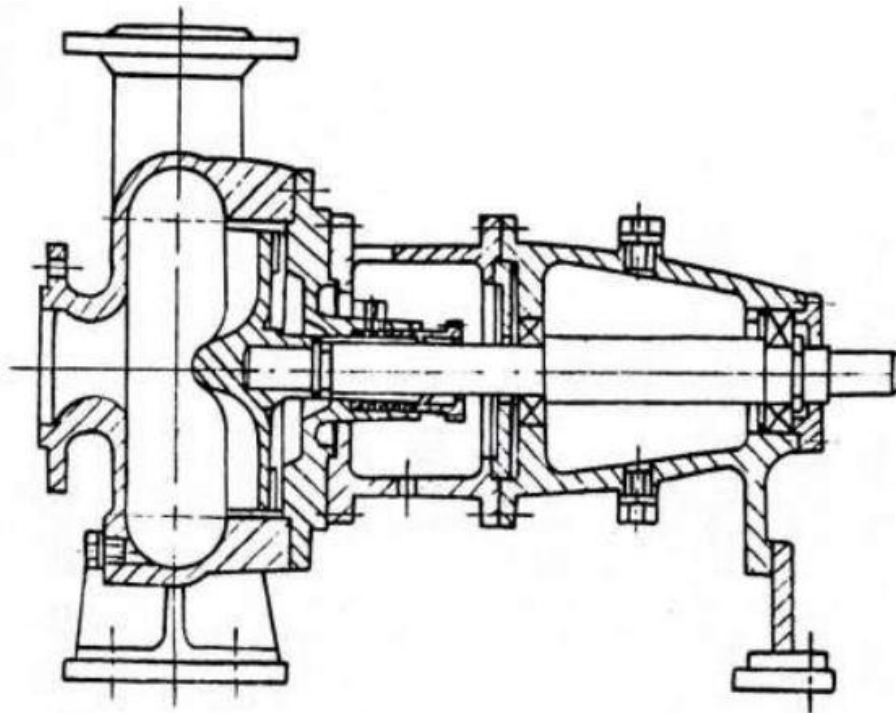


Рисунок 1 - Вільновихровий насос типу Туро

Можливим шляхом підвищення довговічності і економічності насосів при перекачуванні різних забруднених рідин може бути використання насосів вільновихрового типу (рис. 1). Вони відрізняються від звичайних відцентрових насосів схемою проточної частини. Завдяки наявності вільної камери перед робочим колесом вільновихрові насоси (ВВН) не мають перерахованих вище недоліків відцентрових насосів і можуть застосовуватися при гідротранспорті різних матеріалів, забезпечуючи практично незмінні параметри під час експлуатації.

Насоси ВВН широко застосовуються для гідротранспорту сільськогосподарських продуктів - цукрових буряків, картоплі, фруктів; в сільському господарстві для подачі кормів, органічних речовин, а також для перекачування фекальних, стічних вод, різних суспензій та інших забруднених рідин.

ВВН мають просту і зручну в експлуатації конструкцію, їх робоче колесо розташоване в ніші корпусу і між ним та корпусом є вільний простір. У цих насосах немає передніх ущільнень, отже, відсутні пов'язані з ними проблеми (зношування, засмічення, промивка).

Крім того, більш проста форма проточної частини ВВН знижує

									Лист
									5
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				КП	ПЗ

металоємність насоса, полегшує його складання, створює більш сприятливі умови для високого ступеня уніфікації. Конструктивне виконання робочих органів дозволяє з невеликими витратами проводити ремонт і виготовлення запасних частин на місці експлуатації.

Вільновихрові насоси мають велику висоту всмоктування, мало схильні до кавітації, спокійно працюють при подачі водно-повітряної суміші.

Основним недоліком ВВН є їх порівняно низька економічність, яка залежно від конструктивного типу і розмірів насоса становить 35 -58%. Проте, при оцінці експлуатаційних якостей насосів для гідротранспорту першорядне значення набувають такі показники, як надійність і зносостійкість, а величина К.К.Д. в насосах для гідротранспорту твердих матеріалів стає другорядним показником. Таким чином, застосування ВВН для перекачування гідросумішей доцільно та економічно виправдано.

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

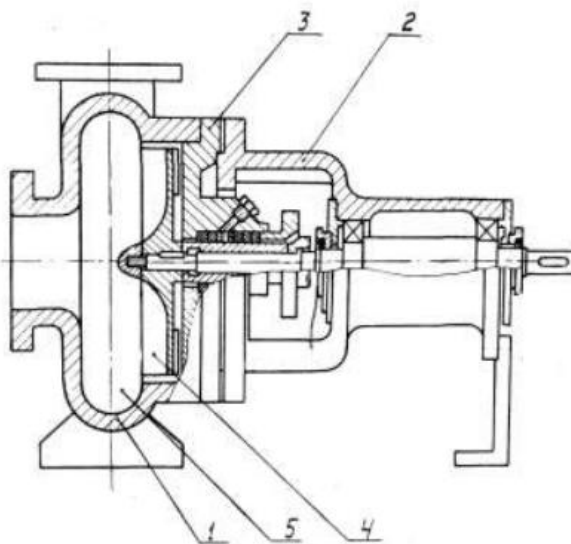


Рисунок 2 - Вільновихровий насос типу Туро: 1 - корпус, 2 - вузол опорного кронштейна, 3 - корпус ущільнення, 4 - робоче колесо, 5 - вільно-вихрова камера

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;

$Q_n = 40 \text{ м}^3/\text{год}$ – подача натурального насоса;

$H_n = 16 \text{ м}$ – 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	36.1	72	144.3
2 ступені	60.7	121.3	242.7
двосторонній вхід	25.5	51	102

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 $n_s = 72$.

									Лист
									7
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			КП	ПЗ	

Модельним насосом є насос ВВН 100-28 з параметрами:

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

$Q_n = 100$ м³/год – подача модельного насоса;

$H_n = 28$ м – напір модельного насоса;

Коефіцієнт швидкохідності даного насосу дорівнює:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 1500 \cdot \frac{100/3600}{1}}{\frac{28}{1}^{3/4}} = 75$$

В 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 100-28 можна використовувати як модельний.

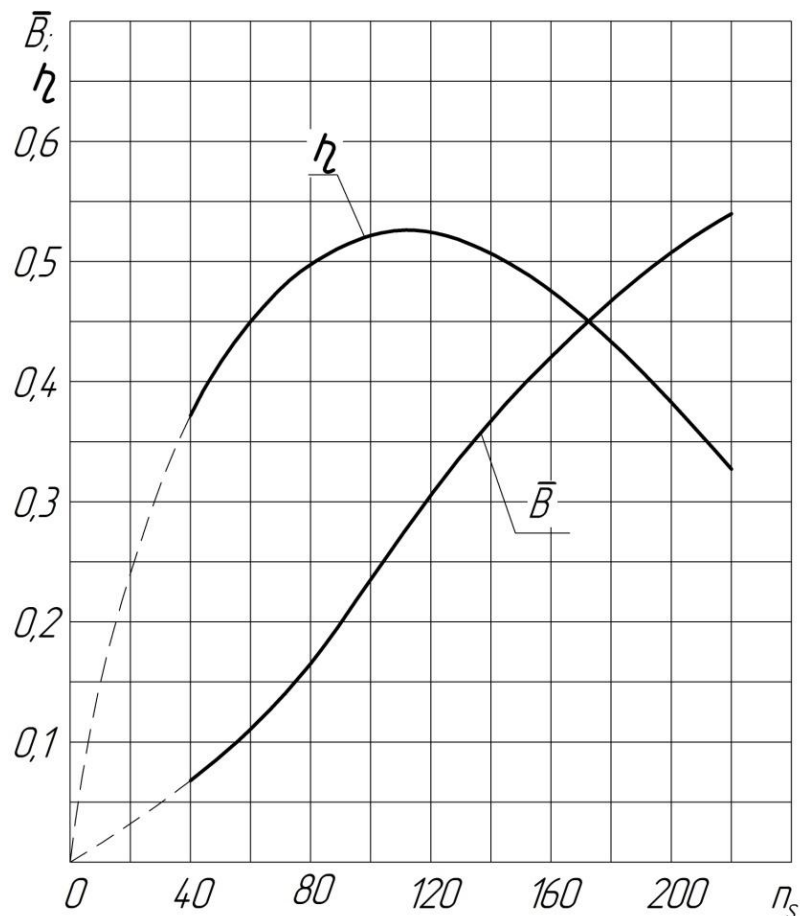


Рисунок 5 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

2.2 Визначення основних геометричних параметрів проточної частини.

2.2.1 Зовнішній діаметр робочого колеса.

Для прийнятого $n_s = 72$ 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	

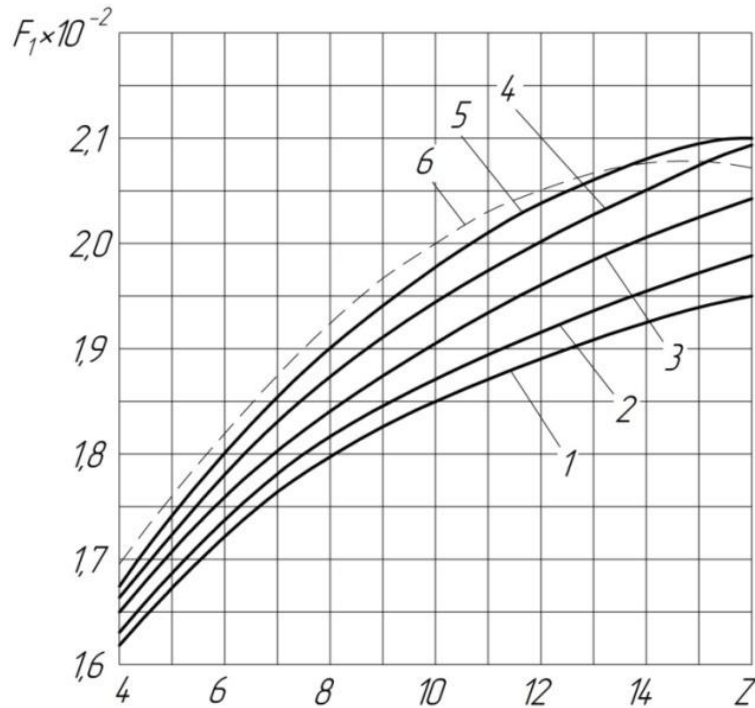


Рисунок 6 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при $\bar{D}_1 = 0,2$:
 1 – $\delta = 0,005$; 2 – $\delta = 0,01$; 3 – $\delta = 0,02$; 4 – $\delta = 0,03$; 5 – $\delta = 0,04$; 6 – $\delta = 0,05$

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 $F_2 = 2.22$.

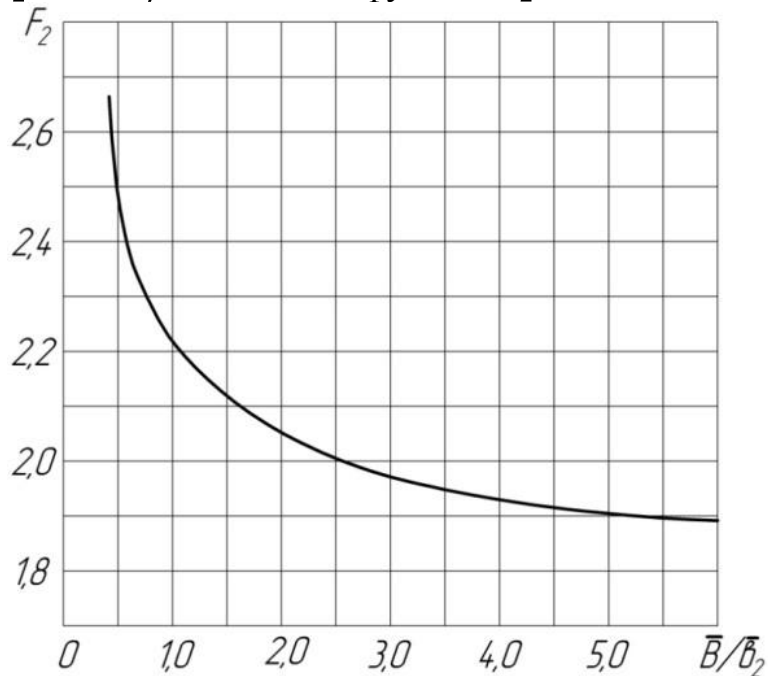


Рисунок 7 – Залежність функції F_2 від відношення \bar{B}/\bar{b}_2

Отже:

$$A = \frac{0.95}{7.023 \cdot 10^{-3} \cdot 0.48 \cdot 0.0192 \cdot 2.22}^{1/2} = 81.3$$

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

Знаходимо діаметр робочого колеса розрахунковим методом:

$$D_2 = \frac{81.3}{1500} \cdot \overline{16} = 0.217 \text{ м} = 217 \text{ мм}$$

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

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

де $Q_M = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ – подача модельного насоса, $\text{м}^3/\text{год}$;

$H_M = 23 \text{ м}$ - напір модельного насоса, м.

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{40}{100} \cdot \frac{23}{16}} = 0.71$$

Приймаємо $\lambda = 0.7$.

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

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

де $D_{2M} = 0.27 \text{ м}$ - зовнішній діаметр модельного робочого колеса, що береться з робочого креслення модельного колеса насоса ВВН 100-23.

$$D_{2H} = 0.7 \cdot 0.27 = 0.189 \text{ м}$$

Приймаємо рівним $D_{2H} = 0.19 \text{ м}$.

2.2.2 Абсолютні розміри робочого колеса.

Абсолютні розміри робочого колеса визначаємо за наступними формулами [1]:

$$D_{1H} = \lambda \cdot D_{1M} \quad (6)$$

$$D_{1H} = 0.7 \cdot 50 = 35 \text{ мм}$$

$$b_{2H} = \lambda \cdot b_{2M} \quad (7)$$

$$b_{2H} = 0.7 \cdot 34 = 23.8 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_{2H} = 24 \text{ мм}$

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

$$\delta_H = \lambda \cdot \delta_M \quad (8)$$

$$\delta_H = 0.7 \cdot 4 = 2.8 \text{ мм}$$

2.2.3 Ширина вільної камери.

Ширину вільної камери знаходимо за формулою:

$$B = \lambda \cdot B_M \quad (9)$$

$$B = 0.7 \cdot 48 = 33.6 \text{ мм}$$

2.2.4 Основні геометричні розміри кільцевого відводу.

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

Діаметр кільцевого відводу знаходимо за формулою:

$$D_3 = \lambda \cdot D_{3M} \quad (10)$$

$$D_3 = 0.7 \cdot 346 = 242 \text{ мм}$$

Діаметр виходу на рівні язика відводу знаходимо за формулою:

$$D_B = B \quad (11)$$

$$D_B = 33.6 \text{ мм}$$

Діаметр входу в насос.

Діаметр входу в насос визначаємо за формулою:

$$D_0 = \lambda \cdot D_{0M} \quad (12)$$

Знайдемо діаметр входу:

$$D_0 = 0.7 \cdot 111 = 78 \text{ м}$$

Умова $D_0 \geq B$ виконується $78 \geq 33.6$.

Діаметр вхідного і напірного патрубків приймають відповідно до ГОСТ 27854 - 88 "Насоси динамічні. Ряди основних параметрів": $D_{ВХ} = 80 \text{ мм}$, $D_{НП} = 80 \text{ мм}$.

									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]:

$$A_n = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \beta \cdot R_2^2 - R_{\text{вТ}}^2 - \psi_r \cdot R_2^2 - R_1^2 - \frac{\pi}{4} \cdot R_2^4 \cdot \left(1 - \overline{R_{\text{вТ}}}^2\right)^2 \cdot \rho \cdot k^2 \cdot \omega^2 \quad (13)$$

де $R_{\text{вТ}} = R_{\text{вТ.мод.РК}} \cdot \lambda = 25 \cdot 0.7 = 17.5$ 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:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu} \quad (14)$$

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	

$$Re = \frac{1500 \cdot 0.19^2}{60 \cdot 1.01 \cdot 10^{-6}} = 0.89 \cdot 10^6$$

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 ($0.4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1.3 \cdot 10^6$):

$$\beta = 0.407 + \frac{0.361 \cdot 10^6}{Re} \quad (15)$$

$$\beta = 0.407 + \frac{0.361 \cdot 10^6}{0.89 \cdot 10^6} = 0.813$$

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

$$\psi_r = -0.105 + \frac{0.511 \cdot 10^6}{Re} \quad (16)$$

$$\psi_r = -0.105 + \frac{0.511 \cdot 10^6}{0.89 \cdot 10^6} = 0.469$$

Кутову швидкість робочого колеса знайдемо за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (17)$$

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

Відносний радіус втулки робочого колеса знаходимо за формулою:

$$\overline{R_{\text{вТ}}} = \frac{R_{\text{вТ}}}{R_2} \quad (18)$$

$$\overline{R_{\text{вТ}}} = \frac{17.5}{95} = 0.184$$

Знаходимо результуючу осьову силу:

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

$$A_n = 3.14 \cdot 1075 \cdot 9.81 \cdot 16$$

$$\cdot 0.813 \cdot 0.095^2 - 0.0175^2 - 0.469 \cdot 0.095^2 - 0.0175^2 - \frac{3.14}{4} \cdot 0.095^4 \cdot 1 - 0.184^2 \cdot 2 \cdot 1075 \cdot 0.486^2 \cdot 157^2 = 1144 \text{ Н}$$

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

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

де $D_{2u} = 140$ мм – вихідний діаметр імпеллера;

$d_{BT} = 90$ мм – діаметр втулки РК;

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

u_{BT} – колова швидкість на вході в імпеллер.

Колова швидкість на виході з імпеллера:

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

$$u_{2u} = \frac{3.14 \cdot 1500 \cdot 0.14}{30} = 22 \text{ м/с}$$

Колова швидкість на вході з імпеллера:

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

$$u_{BT} = \frac{3.14 \cdot 1500 \cdot 0.09}{30} = 14.13 \text{ м/с}$$

Отже:

$$T_l = \frac{3}{8} \cdot 9319.5 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.14^2}{4} - \frac{3.14 \cdot 0.09^2}{4} \cdot \frac{22^2 - 14.13^2}{2 \cdot 9.81} = 1129 \text{ Н}$$

Тоді осьова сила буде дорівнювати:

$$T_{\text{сум}} = T - T_l = 1144 - 1129 = 15 \text{ Н}$$

									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:

$$R = k_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_{2\text{д}} \quad (19)$$

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

$b_{2\text{д}} = b_2 + \delta = 24 + 2.8 = 26.8$ мм – ширина РК на виході, включно з товщиною диска;

$Q_{\text{опт}} = Q = 40$ м³/год – подача насоса в оптимальному режимі.

Знайдемо радіальну силу:

$$R = 0.2 \cdot \frac{40}{40} \cdot 1075 \cdot 9.81 \cdot 16 \cdot 0.19 \cdot 0.0268 = 172 \text{ Н}$$

									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:

$$c = \frac{5.62 \cdot n \cdot \bar{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} \quad (20)$$

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 $c = 800$.

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

$$\Delta h = \frac{5.62 \cdot n \cdot \bar{Q}^{4/3}}{c} \quad (21)$$
$$\Delta h = \frac{5.62 \cdot 1500 \cdot \bar{40}^{4/3}}{800} = 1.15 \text{ м}$$

									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

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (22)$$

$$N = \frac{1075 \cdot 9.81 \cdot \frac{40}{3600} \cdot 16}{0.48} = 3906 \text{ Вт} = 3.9 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N \quad (23)$$

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

$$N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot 3.9 = 4.68 \text{ кВт}$$

За стандартною частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун АИРУ112М4, з потужністю 5.5 кВт, частотою обертання 1500 об/хв, ККД двигуна складає 85.5 %.

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 ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (24)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega} \quad (25)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{3.9}{157} = 0.0248 \text{ кН} \cdot \text{м} = 24.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0.21 \cdot 24.8 = 5.21 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega} \quad (26)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса:

$$N_{\text{max}} = N_{\text{дв}} = 5.5 \text{ кВт} \quad (27)$$

$$M_{\text{max}} = \frac{5.5}{157} = 0.035 \text{ кН} \cdot \text{м} = 35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (28)$$

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

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

$$M_B = 0.03 \cdot M_{\text{max}} \quad (29)$$

$$M_B = 0.03 \cdot 35 = 1.05 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (30)$$

$$k = \frac{35}{1500^2} = 0.156 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (31)$$

Таблиця 2 - Пускова моментна характеристика

н, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500
М, Н·м	0	0.97	3.89	8.75	15.6	24.3	35

6. Розрахунки на міцність

6.1 Конструювання валу

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

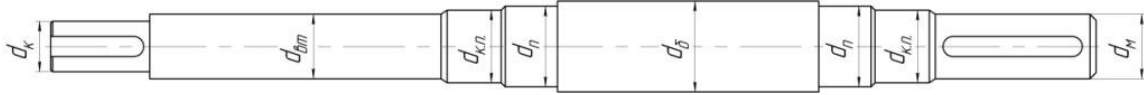


Рисунок 9 - Розміри діаметрів валу насоса

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot \tau}} \quad (32)$$

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 35}{3.14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0.023 \text{ м}$$

Діаметр валу під захисну втулку, мм:

$$d_{вт} = d_k + 5 \quad (33)$$

$$d_{вт} = 23 + 5 = 28 \text{ мм}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0.8 \div 1.2 \cdot d_{дв} \quad (34)$$

де $d_{дв} = 32$ мм - вихідний кінець вала обраного двигуна.

$$d_m = 1 \cdot 32 = 32 \text{ мм}$$

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_m + 5 \div 10 \quad (35)$$

$$d_{к.п.} = 32 + 7 = 39 \text{ мм}$$

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

Діаметр валу під манжету вибираємо згідно ГОСТ 8752-79 $d_{к.п.} = 40$ мм .

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_{п} = d_{к.п.} + 2 \cdot t \quad (36)$$

де $t = 2.5$ мм – висота буртика.

$$d_{п} = 40 + 2 \cdot 2.5 = 45 \text{ мм}$$

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{б} = d_{п} + 3 \cdot r \quad (37)$$

де $r = 3.0$ 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:

$$d_{б} = 45 + 3 \cdot 3.0 = 54 \text{ мм}$$

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).

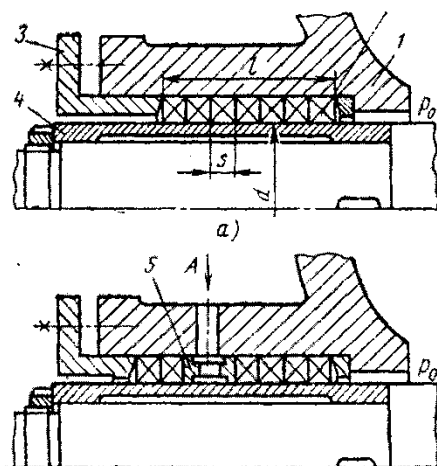


Рисунок 10 – Конструкція сальникового ущільнення

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:

$$s = \bar{d} \quad (38)$$

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

$$d = d_{\text{вт}} + 7 \quad (39)$$

$$d = 28 + 7 = 35 \text{ мм}$$

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \bar{35} = 5.9 \text{ мм}$$

Згідно ГОСТ 5152-84 приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду $s = 6 \text{ мм}$.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (40)$$

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

$$L = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм}$$

6.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \quad (41)$$

					<i>КП</i>	<i>ПЗ</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			23

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 корпусу;

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

L та S підставляються в см.

Радіус захисної втулки знайдемо за формулою:

$$r = \frac{d_{\text{вт}}}{2} + 0.5 \quad (42)$$

$$r = \frac{2.8}{2} + 0.5 = 1.9 \text{ см}$$

Тоді:

$$N_c = 3.14 \cdot 157 \cdot 1.9^2 \cdot 0.6 \cdot 1 \cdot \frac{0.01}{0.5} e^{2 \cdot 0.5 \cdot \frac{2.4}{0.8}} - 1 = 408 \text{ Вт}$$

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

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 – уточнюються 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 невіднована 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 т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$M_C = R_1 \cdot l_1 + l_2 - R_2 \cdot l_2 = 0 \quad (43)$$

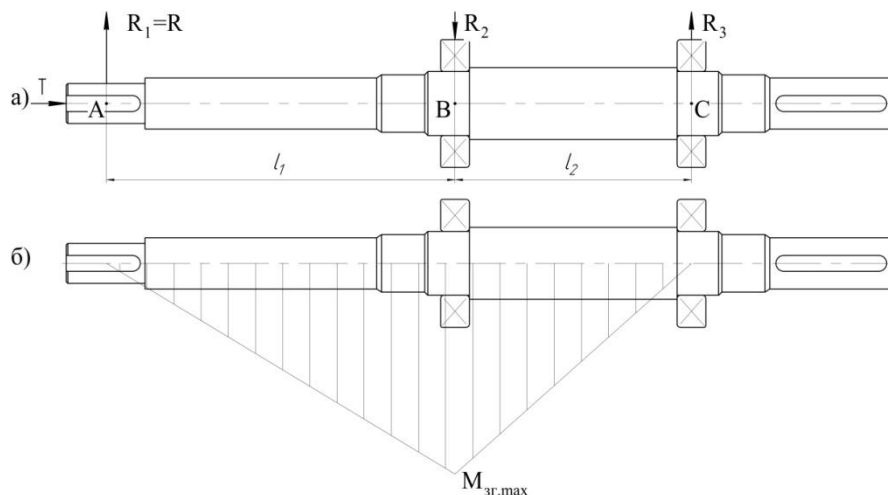


Рисунок 11 - Вал насоса:

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

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1 \cdot l_1 + l_2}{l_2} \quad (44)$$

де $l_1 = 0.144$ м , $l_2 = 0.118$ м , $R_1 = R_{max}$.

$$R_2 = \frac{172 \cdot 0.144 + 0.118}{0.118} = 382 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$M_B = R_1 \cdot l_1 - R_3 \cdot l_2 = 0 \quad (45)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 \cdot l_1}{l_2} \quad (46)$$

$$R_3 = \frac{172 \cdot 0.144}{0.118} = 210 \text{ Н}$$

6.3.2 Наближений розрахунок валу

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.max}^2 + 0.75 \cdot M_{max}^2} \quad (47)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

$$M_{зг.max} = R_1 \cdot l_1 \quad (48)$$

$$M_{зг.max} = 172 \cdot 0.144 = 24.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{24.8^2 + 0.75 \cdot 35^2} = 39.2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр валу в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot \sigma}} \quad (49)$$

де $\sigma = 40$ МПа.

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

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{39.2}{0.1 \cdot 40}} = 21.4$$

Згідно попередніх розрахунків $d_n = 65$ мм, умова міцності виконується.

$$45 \text{ мм} > 21.4 \text{ мм}$$

6.3.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq s \quad (50)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$s = 2.5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_σ, s_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (51)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (52)$$

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.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + 70 \div 120 \quad (53)$$

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

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (54)$$

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

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (55)$$

					<i>КП</i>	<i>ПЗ</i>	Лист
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			27

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (56)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (57)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{35}{0.2 \cdot 0.045^3} = 0.96 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 1144}{3.14 \cdot 0.045^2} = 0.72 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{24.8}{0.1 \cdot 0.045^3} = 2.72 \text{ МПа}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392.5}{\frac{2.2}{0.71} \cdot 2.72 + 0.275 \cdot 0.72} = 45.5$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227.65}{\frac{1.41}{0.71} \cdot 0.96 + 0.1 \cdot 0.96} = 113.7$$

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

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

	Діаметри валів, мм						
d_n	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:

$$s = \frac{45.5 \cdot 113.7}{45.5^2 + 113.7^2} = 42.2$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq s$$

$$42.2 \geq 2.5$$

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 ($d_k = 23$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 7 \cdot 7 \cdot 40$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot h - t_1} \quad (58)$$

де $t_1 = 4.0$ мм – глибина паза вала;

$h = 7$ мм – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 23$ мм – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 35$ Н·м ;

l_p – робоча довжина шпонки.

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою:

$$l_p = l - b \quad (59)$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 40 - 7 = 33 \text{ мм}$$

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 35}{0.023 \cdot 0.033 \cdot 0.007 - 0.004} = 30.7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 30.7 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = 0.56 \cdot \sigma_{0.2} \quad (60)$$

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

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

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq \sigma_{зм} \quad (61)$$

$$30.7 \text{ МПа} \leq 192.08 \text{ МПа}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (62)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 35}{0.023 \cdot 0.04 \cdot 0.007} = 10.87 \cdot 10^6 \text{ Па} = 10.87 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

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

Допустиме напруження на зріз:

$$\tau_{зр} = 0.6 \cdot \sigma_{зм} \quad (64)$$

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$10.87 \text{ МПа} \leq 115.248 \text{ МПа}$$

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 ($d_m = 32$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 10 \cdot 8 \cdot 60$$

Напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 35}{0.032 \cdot 0.05 \cdot 0.008 - 0.005} = 14.58 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14.58 \text{ МПа}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 5$ мм .

діаметр вала $d = d_m = 32$ мм .

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

Робоча довжина шпонки:

$$l_p = 60 - 10 = 50 \text{ мм}$$

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$14.58 \text{ МПа} \leq 192.08 \text{ МПа}$$

Перевірка шпонки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 35}{0.032 \cdot 0.06 \cdot 0.008} = 4.56 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4.56 \text{ МПа}$$

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$4.56 \text{ МПа} \leq 115.248 \text{ МПа}$$

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

6.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 6.1 діаметром $d_n = 45$ мм згідно ГОСТ 8328-75 вибираємо роликовий однорядний підшипник 1000909, динамічна вантажопідйомність $C = 14500$ Н, статична вантажопідйомність $C_0 = 9700$ 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:

$$P = X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (65)$$

де $F_r = R_2 = 382$ Н, – радіальне навантаження;

$F_a = T = 1144$ Н осьове навантаження;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкості 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:

$$P = 0.6 \cdot 382 \cdot 1 + 0.5 \cdot 1144 \cdot 1 \cdot 1 = 801.2 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \frac{C}{P} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (66)$$
$$L_{hp} = \frac{14500}{801.2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 65863 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (67)$$

Умова довговічності підшипників виконується $65863 \text{ год} > 20000 \text{ год}$.

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

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.

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