

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему:

Розробка відцентрового насосу К 90-60

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи Момот Олександр Володимирович

підпис, дата

Науковий керівник

науковий ступінь, учене звання

Колісніченко Едуард Васильович
прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Суми 2021

Реферат

Пояснювальна записка: __49__ с., __8__ рисунків, __3__ таблиць, __7__ літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка відцентрового насосу К 90-60»

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1:

теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, монтажне креслення насосу.

Мета проекту – розробка насоса для перекачування рідини на параметри: подача 90 м³/год, напір – 60 м, частота обертання – 2500 об/хв, густина рідини – 1050 кг/м³.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- виконано розрахунок підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

У технологічному розділі розроблено технологію робочого колеса.

У розділі економіки виконано розрахунок планової калькуляції насоса.

У розділі охорони праці розглянуто характеристику дії на організм людини, нормування та захист від електромагнітних полів.

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, частота обертання, тиск.

Зміст

С.

Реферат.....	1
1 Обґрунтування вибору модельної проточної частини	5
2 Опис конструкції вибраного насоса	6
3 Гідрравлічні розрахунки	8
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	8
3.2 Розрахунок складових повного ККД	9
3.2.1 Гідрравлічні втрати	10
3.2.2 Об'ємні втрати	11
3.2.3 Механічні втрати	15
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил	17
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор	17
3.3.2 Радіальна сила	21
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію	22
4 Розрахунок вибору привода насоса	24
4.1 Вибір електродвигуна	24
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	24
5 Розрахунки на міцність	28
5.1 Конструювання вала	28
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	30

					131.10BP.000.00 ПЗ							
<i>Зм</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	Розробка відцентрового насосу К 90-60 Пояснювальна записка			<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>		
Розроб.	Момот									3	49	
Перев.	Колісниченко											
Н. контр.	Алексєєнко									СумДУ ГМ-71		
Затв.												

5.2.1	Вибір типу ущільнення	30
5.2.2	Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	31
5.3	Розрахунок вала.....	32
5.3.1	Розрахунок реакцій в опорах.....	33
5.3.2	Наближений розрахунок вала	34
5.3.3	Перевірний розрахунок вала	35
5.4	Розрахунок шпонкового з'єднання	37
5.4.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	37
5.4.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою. ..	38
5.5	Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	40
6	Розділ з охорони праці	42
7	Економічний розділ.....	47
	Список використаної літератури	49

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1 Обґрунтування вибору модельної проточної частини

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:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n_n \cdot \sqrt{Q_n}}{H_n^{(3/4)}},$$

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

Q_n – подача натурального насоса, м³/с;

H_n – напір натурального насоса, м.

Для натурального насоса

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2500 \cdot \sqrt{90 / 3600}}{60^{(3/4)}} = 66.$$

Отже для проектування та розрахунків можна використати модельну проточну частину насоса з параметрами $Q = 40$ м³/год, $H = 45$ м, $n = 3000$ об/хв.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Опис конструкції вибраного насоса

Наведений насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий, загального призначення з робочим колесом закритого типу з одностороннім входом.

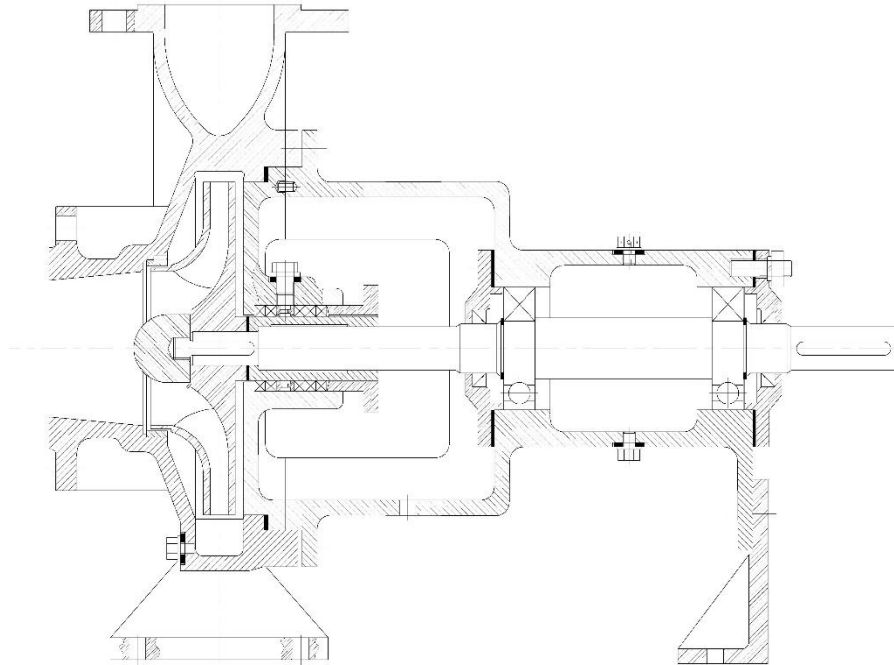


Рисунок 2.1 – Насос типу К

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 підводиться під тиском вода, призначена для охолодження сальникової

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

набивки та змащення ущільнення. Сальникова набивка піджимається нажимною втулкою за допомогою затягування гайок кришки сальника.

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

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

До корпусу шпильками прикріплюється знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачений стояк.

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

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 у виготовленні та збиранні.

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

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

Насос та привідний електродвигун встановлюються на спільній фундаментній плиті та з'єднуються втулково-пальцевою муфтою з розстановкою для можливого розбирання насоса та електродвигуна від фундаментної плити.

					131.10BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3 Гідравлічні розрахунки

3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

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

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2gH_n}}{n_n}, \text{ при } n_s < 100,$$

$$D_{2н} = 19,2 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{6}} \frac{\sqrt{2gH_n}}{n_n}, \text{ при } n_s > 100.$$

Розраховуємо при $n_s < 100$

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 45}}{3000} = 0,189 \text{ м.}$$

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

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

де Q_m - подача модельного насоса, м³/год;

H_m - напір модельного насоса, м.

Отримуємо

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{90}{40} \right)^2 \frac{45}{60}} = 1,4.$$

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

$$D_{2н} = \lambda D_{2м},$$

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

Отримуємо

$$D_{2н} = 1,4 \cdot 0,2 = 0,28 \text{ м.}$$

Отриманий зовнішній діаметр натурального робочого колеса округляється до значення, кратного 5.

Приймаємо

$$D_{2н} = 0,28 \text{ м.}$$

Використовуючи отримане розрахункове значення масштабного коефіцієнту виконуємо перерахунок геометричних розмірів проточної частини модельного насоса та виконуємо теоретичні креслення робочого колеса та спірального відводу.

3.2 Розрахунок складових повного ККД

Втрати в насосі можуть бути розподілені на чотири категорії: гідравлічні, об'ємні, механічні та втрати гідравлічного гальмування. Останні часто відносять до механічних втрат, оскільки вони не призводять до зниження напору, а збільшують споживану потужність.

На розрахунковому режимі втрати гідравлічного гальмування, як правило, відсутні, і повний ККД насоса можна визначити з відношення

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N} = \eta_c \eta_{об} \eta_m,$$

де ρ - густина рідини, що перекачується, кг/м³;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

H - напір насоса, м;

Q - подача насоса, м³/с;

N - потужність, що споживається насосом, Вт;

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_z – гідравлічний ККД;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД;

η_m – механічний ККД.

3.2.1 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати – це сумарні втрати при русі рідини від вхідного патрубку насоса до вихідного. Гідравлічні втрати умовно можна поділити на дві категорії: втрати на тертя при русі рідини у каналах проточної частини насоса та втрати на вихроутворення, пов'язані з відриванням потоку при обтіканні різних елементів робочих органів насоса.

У першому наближенні гідравлічний ККД визначають за формулою Ломакіна

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

де D_{1np} – приведений діаметр входу в робоче колесо, мм.

Приведений діаметр робочого колеса (мм) визначається за формулою

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

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

Q - подача насоса, м³/год;

n - частота обертання ротора насоса, об/хв.

Приймаємо $K_{ex} = 4,25$. Тоді

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{90}{3600 \cdot 2500}} = 0,092 \text{ м.}$$

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 92 - 0,172)^2} = 0,869.$$

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах між рухомими та нерухомими деталями насоса.

Приблизна оцінка об'ємного ККД насоса проводиться за формулою Ломакіна

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

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 66^{-\frac{2}{3}}} = 0,960.$$

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення (див. рис. 2.2).

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

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q},$$

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

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

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q},$$

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

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

H_m – теоретичний напір, м.

Розраховуємо

$$\eta_{г.к} = \sqrt{0,869} = 0,932.$$

$$H_p = 69,04 \cdot 0,932 \left(1 - \frac{9,81 \cdot 69,04}{2 \cdot 36,7^2} \right) = 48,17 \text{ м.}$$

Напір, що втрачається в ущільненні

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

де H_p – потенційний напір, м;

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

r_2 - зовнішній радіус робочого колеса, м.

$$h_y = 48,17 - \frac{36,7^2}{8 \cdot 9,81} \left[1 - \left(\frac{80}{140} \right)^2 \right]^2 = 40,4 \text{ м.}$$

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

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

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

δ_1 – радіальний зазор в ущільненні колеса, мм;

l – довжина щілини, мм.

Довжина щілини: $l = 20$ мм.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На основі статистичного аналізу зазорів в ущільненнях відцентрових насосів отримано:

- для великих насосів ($Q > 1800 \text{ м}^3/\text{год}$):

$$\delta_1 \approx \frac{r_{y1}}{500}, \text{ мм};$$

- для малих насосів ($Q < 1800 \text{ м}^3/\text{год}$):

$$\delta_1 = 0,2 - 0,3 \text{ мм}.$$

Приймаємо $\delta_1 = 0,2 \text{ мм}$.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 20}{2 \cdot 0,2}}} = 0,535.$$

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою

$$f_y = 2\pi r_{y1} \delta_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 1,01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою

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

де μ – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

f_y – площа поперечного перетину циліндричної щілини, м^2 ;

					131.10BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

h_y - напір, що втрачається в ущільненні, м.

$$q = 0,535 \cdot 1,01 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 40,4} = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тоді

$$\eta_{об} = \frac{90 / 3600}{90 / 3600 + 1,52 \cdot 10^{-3}} = 0,943.$$

3.2.3 Механічні втрати

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

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

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

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

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

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

Хоча вони мають гідравлічний характер, це – механічні втрати, пов'язані зі зміною споживаної насосом потужності, на відміну від гідравлічних втрат, які визначаються втратами напору (тиску).

Втрати на дискове тертя можна визначити за таким виразом:

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{\text{ом}} = 0,882u_2^3 D_2 (D_2 + 5l), \text{ Вт},$$

де l - сумарна товщина основного та покривного дисків робочого колеса, м:

$$l = l_1 + l_2,$$

де l_1, l_2 - товщини основного та покривного дисків відповідно, м.

$$N_{\text{ом}} = 0,882 \cdot 36,7^3 \cdot 0,28(0,28 + 5 \cdot (0,05 + 0,05)) = 9522 \text{ Вт}.$$

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{\rho g Q_{\text{ПК}} H_m}{\rho g Q_{\text{ПК}} H_m + N_{\text{ом}}},$$

де $Q_{\text{ПК}}$ - витрата рідини, що проходить через робоче колесо. Вона може бути визначена таким чином:

$$Q_{\text{ПК}} = \frac{Q}{\eta_{\text{об}}}.$$

$$Q_{\text{ПК}} = \frac{90}{0,96} = 93,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Тоді

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot (93,8 / 3600) 69,04}{1050 \cdot 9,81 \cdot (93,8 / 3600) 69,04 + 9522} = 0,971.$$

Зовнішні механічні втрати залежать від розмірів вала, типу кінцевих ущільнень та частоти обертання ротора насоса. Встановлено, що зовнішній механічний ККД лопатевих насосів становить $\eta_{\text{мзовн}} = 0,97 - 0,98$.

Приймаємо $\eta_{\text{мзовн}} = 0,975$.

Тоді

$$\eta_{\text{м}} = 0,971 \cdot 0,975 = 0,947.$$

					131.10BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Повний ККД насоса

$$\eta = 0,869 \cdot 0,943 \cdot 0,947 = 0,776.$$

3.3 Розрахунок гідродинамічних сил

3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає нерівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

При складанні епюр тиску (див. рис. 2) на зовнішніх сторонах дисків залишається нерівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний. Для консольних насосів також необхідно враховувати осьову силу T_3 , яка обумовлена різницею тисків на торцях вала.

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = T_1 - T_2 + T_3,$$

де T_1 - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

T_2 - динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н;

T_3 - сила, обумовлена різницею тисків на торцях вала, Н.

Осьова сила T_1 визначається таким чином

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_1 = \gamma\pi(r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right],$$

де γ - питома вага рідини, Н/м³;

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

З креслення отримуємо

$$r_{y1} = 80 \text{ мм}, r_{y2} = 25 \text{ мм}.$$

Тоді

$$T_1 = 1050 \cdot 9,81 \cdot 3,14 (0,08^2 - 0,025^2) \times \\ \times \left[60 - \frac{261,8^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,025^2 - \frac{0,08^2 + 0,025^2}{2} \right) \right] = 565 \text{ Н}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho Q V_0,$$

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

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{1np}^2} = \frac{4 \cdot 90 / 3600}{3,14 \cdot 0,092^2} = 3,76 \text{ м/с}.$$

Тоді

$$T_2 = 1050 \cdot (90 / 3600) 3,76 = 98,7 \text{ Н}.$$

Осьова сила T_3 :

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_3 = \frac{\pi d_{em}^2}{4} (P_{атм} - P_{ex}),$$

де d_{em} – діаметр втулки робочого колеса, м;

$P_{атм}$ – атмосферний тиск;

P_{ex} – тиск на вході у робоче колесо, Па. Визначається за формулою

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

де $P_{н.п.}$ – тиск насичених парів при заданій температурі (вибирається за довідниковою літературою), приймаємо для води при температурі 20°C $P_{н.п.} = 2,34$ кПа;

Δh – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас можна визначити за формулою

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

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

λ_1, λ_2 - середні значення коефіцієнтів при безударному вході. Беруть такими, що дорівнюють $\lambda_1 = 1,2$ та $\lambda_2 = 0,3$.

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей (див. рис. 3):

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

де β_1 - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо;

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

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{1,09}{\sin 15^\circ} = 4,21 \text{ м/с};$$

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g} = 1,2 \frac{3,76^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{4,21^2}{2 \cdot 9,81} = 1,14 \text{ м};$$

$$P_{ex} = P_{н.н.} + \rho g \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2} = 2,34 \cdot 10^3 + 1050 \cdot 9,81 \cdot 1,14 - 1050 \frac{3,76^2}{2} = 6660 \text{ Па};$$

$$T_3 = \frac{\pi d_{эм}^2}{4} (P_{атм} - P_{ex}) = \frac{3,14 \cdot 0,052^2}{4} (10^5 - 6660) = 198 \text{ Н};$$

$$T = T_1 - T_2 + T_3 = 565 - 98,7 + 198 = 664,3 \text{ Н}.$$

3.3.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою

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

де $K_R \approx 0,36$ – експериментальний коефіцієнт, [1];

Q_{opt} – подача при оптимальному режимі;

b_2 – ширина колеса на виході (визначається з креслення), м.

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{opt}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 3.2). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.

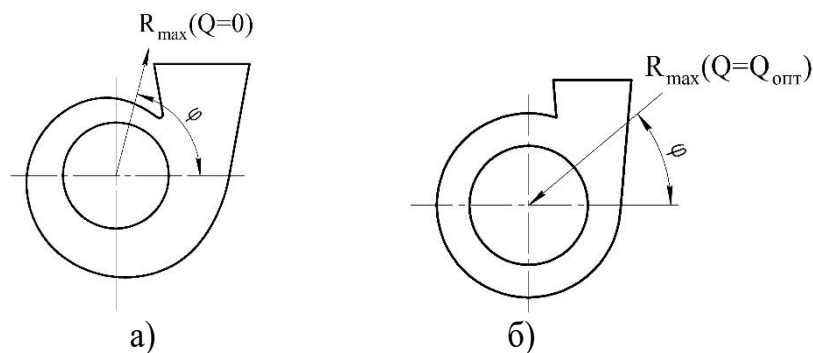


Рисунок 3.2 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:

а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

Тоді

$$R_{max} = K_R \gamma H D_2 b_2 = 0,36 \cdot 1050 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 0,28 \cdot 0,084 = 5233 \text{ Н.}$$

Гідродинамічні сили негативно впливають на роботу насоса, приводять до виходу з ладу радіальних підшипників кочення та ущільнень ротора.

3.4 Розрахунок насоса на кавітацію

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай,

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 [2].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності

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

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при $c = 700 - 900$.

Приймаємо $\Delta h = 1,14$ м.

Тоді

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} = \frac{5,62 \cdot 2500 \sqrt{90 / 3600}}{1,14^{3/4}} = 891.$$

Отже проєктований насос має добрі антикавітаційні показники.

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок вибору привода насоса

4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

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

$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 90 / 3600 \cdot 60}{0,776} = 19911 \text{ Вт.}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N,$$

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

$$N_{\text{дв}} = (1,1 - 1,3)19911 = 21902 - 25884 \text{ Вт.}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна: 4A180M2.

4.2 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).

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$M_A = 0,21M_{ном},$$

де $M_{ном}$ - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega} = \frac{19911}{261,8} = 76,05 \text{ Н·м.}$$

$$M_A = 0,21 \cdot 76,05 = 16 \text{ Н·м.}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

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

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

$$N_{max} = N_{ог} = 30000 \text{ Вт.}$$

Тоді

$$M_{max} = \frac{30000}{261,8} = 114,6 \text{ Н·м.}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

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

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

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\max} = 0,03 \cdot 114,6 = 3,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2} = \frac{114,6}{3000^2} = 1,27 \cdot 10^{-5}.$$

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

$$M = kn^2.$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 4.1 будують залежність $M = f(n)$;
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 4.1 – Розрахунок пускової моментної характеристики

<i>n</i> , об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
<i>M</i> , Н·м	0	3,18	12,7	28,6	50,8	79,4	114,3

					131.10ВР.000.00 ПЗ			<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				

За результатами розрахунку будуємо пускову моментну характеристику (рис. 4.1)

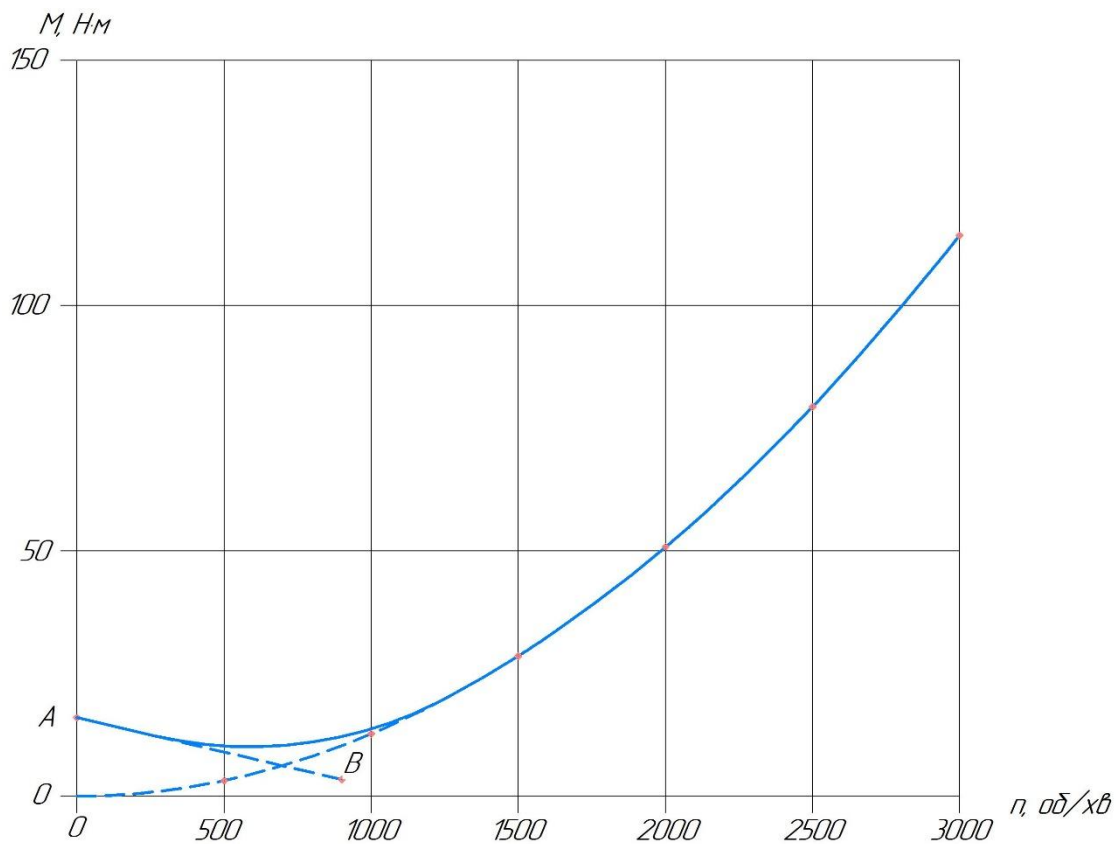


Рисунок 4.1 – Пускова моментна характеристика

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунки на міцність

5.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 5.1)

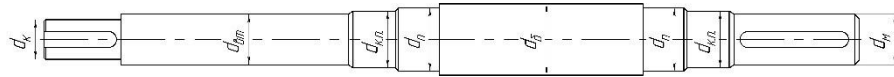


Рисунок 5.1 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр вала під робочим колесом (d_m) визначається з розрахунку на кручення за формулою

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

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 76,05 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 29,56 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_k = 30$ мм.

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{em} = d_k + 10 = 30 + 10 = 40 \text{ мм.}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{об},$$

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де d_{oe} - вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

$$d_m = (0,8 \div 1,2)55 = 44 \div 66 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_m = 45$ мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_m + (5 \div 10) = 45 + (5 \div 10) = 50 \div 55 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{к.п.} = 55$ мм.

Після розрахунку діаметр уточнюють за стандартним розміром манжет.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{к.п.} + 2 \cdot t,$$

де $t = 3$ мм – висота буртика.

$$d_n \geq 55 + 2 \cdot 3 = 61 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_n = 70$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_o \geq d_n + 3 \cdot r,$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника (див. табл. 2).

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 - 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

$$d_g \geq 70 + 3 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_g = 82$ мм.

5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

5.2.1 Вибір типу ущільнення

У наведеній на рис. 1 конструкції насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 5.2).

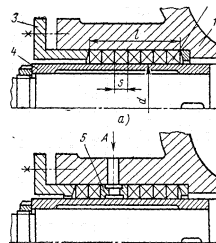


Рисунок 5.2 – Конструкція сальникового ущільнення

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

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

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

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

$$d = d_{em} + 10 = 55 + 10 = 65 \text{ мм.}$$

Тоді

$$S = \sqrt{65} = 8,06 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $S=8$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s,$$

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

Приймаємо $i=4$, тоді

$$L = 4 \cdot 8 = 32 \text{ мм.}$$

5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

L та S підставляються в см, p_0 - в кгс/см².

$$r = \frac{d}{2} + 0,5 = \frac{65}{2} + 0,5 = 33 \text{ мм.}$$

$$N_C = 261,8 \cdot 3,14 \cdot 3,3^2 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{2 \cdot 0,5 \cdot \frac{3}{1}} - 1 \right) = 79 \text{ Вт.}$$

5.3 Розрахунок вала

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 взаємзв'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.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 5,3), 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:

$$\Sigma M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2 l_2 = 0.$$

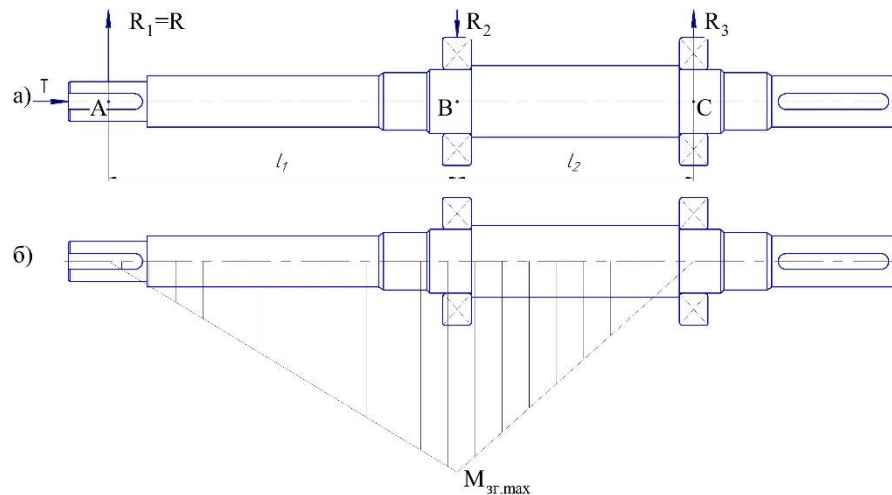


Рисунок 5.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) еюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{5233(256 + 152)}{152} = 14046 \text{ Н.}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\Sigma M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2 = 0.$$

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{5233 \cdot 256}{152} = 8813 \text{ Н.}$$

5.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.макс}^2 + 0,75M_{макс}^2},$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

$$M_{зг.макс} = R_1 l_1 = 14046 \cdot 0,256 = 3596 \text{ Н·м.}$$

$$M_E = \sqrt{3596^2 + 0,75 \cdot 76,05^2} = 3597 \text{ Н·м.}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

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

де $[\sigma] = 40$ МПа.

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{3597}{0,1 \cdot 40}} = 66,5 \text{ мм.}$$

					131.10BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5.

Приймаємо $d_n = 70$ мм.

5.3.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

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

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

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

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

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

σ_a, τ_a 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.

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

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

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 95 = 392 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 392 = 227 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = \frac{3596}{0,1 \cdot 70^3} = 105 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 76,05}{3,14 \cdot 70^3} = 0,28 \text{ МПа;}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{\max}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3596}{0,2 \cdot 70^3} = 26 \text{ МПа;}$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.5.1).

Таблиця 5.2 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

d_n	Діаметри валів, мм						
	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,8	0,7	0,7	0,	0,6	0,5	0,5
	3	7	3	7	5	9	2

Приймаємо $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,65$.

Тоді

$$s_\sigma = \frac{392}{\frac{2,2}{0,65} \cdot 105 + 0,275 \cdot 0,28} = 3,1$$

$$s_r = \frac{227}{\frac{1,41}{0,65} \cdot 26 + 0,1 \cdot 26} = 3,85$$

$$s = \frac{3,1 \cdot 3,85}{\sqrt{3,1^2 + 3,85^2}} = 2,67 \geq [s] = 2,5.$$

Умова міцності вала виконується.

5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 63$.

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3,$$

де $t_1 = 3,3$ – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

$h = 7$ – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 30$ – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 76,05$ підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_p = l - b = 63 - 8 = 55 \text{ мм},$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

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

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

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 171,5 \text{ МПа}.$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 76,05}{30 \cdot 55 \cdot (7 - 3,3)} \cdot 10^3 = 24,9 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

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

Розрахунок проводиться аналогічно наведеному в п. 5.4.1.

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;

- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 100$.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3,$$

де $t_1 = 4,3$ – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

$h = 10$ – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 40$ – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 76,05$ підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b = 100 - 16 = 84 \text{ мм},$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

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

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

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 171,5 \text{ МПа}.$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 76,05}{55 \cdot 84 \cdot (10 - 4,3)} \cdot 10^3 = 31 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується.

5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 5.3.2 діаметром d_n у довідковій літературі вибираємо тип та марку підшипників 314 ГОСТ 8338-75, їх динамічну $C=81700$ Н та статичну вантажопідйомність $C_0=64500$ Н.

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою

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

де $F_r = R$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

Отримуємо

$$F_r = 14046 \text{ Н}$$

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_a = 664,3 \text{ Н}$$

$$X = 1, Y = 1,5$$

$$P = (1 \cdot 14046 \cdot 1 + 1,5 \cdot 664,3) \cdot 1 \cdot 1 = 15042 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

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

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

Розраховуємо

$$L_{hp} = \left(\frac{81700}{15042} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500} = 21371 \text{ год}$$

Умова довговічності виконується.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

6 Розділ з охорони праці

6.1 Дія електромагнітних полів на організм людини.

Електромагнітні поля негативно впливають на організм людини, яка безпосередньо працює з джерелом випромінювання, а також на населення, яке мешкає поблизу джерел випромінювання. Встановлено, що переважна частина населення знаходиться в умовах підвищеної активності ЕМП.

Можна вважати, що в діапазоні промислових частот (у тому числі 50 Гц) допустимо розглядати вплив на біологічний об'єкт електричної і магнітної складових поля роздільно (нарізно). В будь-якій точці ЕМП промислової частоти енергія магнітної складової поля, яка поглинається тілом людини, майже в 50 разів менша від енергії електричної складової цього поля, що поглинається тілом. Це дає змогу зробити висновок, що в діапазоні промислових частот дією магнітної складової поля на біологічний об'єкт можна знехтувати, а негативний вплив на організм обумовлений електричною складовою поля.

Ступінь впливу електромагнітних випромінювань на організм людини взагалі залежить від діапазону частот, тривалості опромінення, характеру опромінення, режиму опромінення, розмірів поверхні тіла, яке опромінюється, та індивідуальних особливостей організму.

У результаті дії ЕМП на людину можливі гострі та хронічні форми порушення фізіологічних функцій організму. Ці порушення виникають в результаті дії електричної складової ЕМП на нервову систему, а також на структуру кори головного та спинного мозку, серцево-судинної системи.

У більшості випадків такі зміни в діяльності нервової та серцево-судинної системи мають зворотній характер, але в результаті тривалої дії вони накопичуються, підсилюються з плином часу, але, як правило, зменшуються та зникають при виключенні впливу та поліпшенні умов праці. Тривалий та інтенсивний вплив ЕМП призводить до стійких порушень та захворювань.

На початку 60-х років у науково-технічній літературі з'явилися перші відомості про те, що люди, опромінені імпульсом НВЧ коливачів, можуть постійно чути якийсь

					131.10ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

звук. Залежно від тривалості та частоти повторень імпульсів цей звук сприймається як щебет, цвірінчання чи дзюркіт у деякій точці всередині чи ззаду голови. Це явище викликало інтерес вчених, які розпочали систематичні дослідження на людях та тваринах. Під час дослідів люди повідомляли про свої відчуття. Отже, електромагнітне випромінювання як хвороботворний чинник слід розглядати на підставі клінічних та експериментальних матеріалів. Сумісну дію цих випромінювань широкого діапазону можна класифікувати як окрему радіохвильову хворобу. Тяжкість її наслідків знаходиться у прямій залежності від напруженості ЕМП, тривалості впливу, фізичних особливостей різних діапазонів частот, умов зовнішнього середовища, а також від функціонального стану організму, його стійкості до впливу різних чинників можливостей адаптації. Поряд із радіохвильовою хворобою (як специфічним результатом дії ЕМП) зростає ризик виникнення загальних захворювань, захворювань органів дихання, травлення тощо. Це відбувається також і за дуже малої інтенсивності ЕМП, яка незначно перевищує гігієнічні нормативи. Ймовірно, що причиною тут є порушення нервово-психічної діяльності як головної у керуванні всіма функціями організму.

У результаті дії на організм людини електромагнітних випромінювань в діапазоні 30 кГц - 300 МГц спостерігається: загальна слабкість, підвищена втома, сонливість, порушення сну, головний біль та біль в ділянці серця. З'являється роздратованість, втрачається увага, сповільнюються рухово-мовні реакції. Виникає ряд симптомів, які свідчать про порушення роботи окремих органів - шлунку, печінки, підшлункової залози. Погіршуються харчові та статеві рефлексії, діяльність серцево-судинної системи, фіксуються зміни показників білкового та вуглеводного обміну, змінюється склад крові, зафіксовані зміни на рівні клітин.

При систематичній дії ЕМП високої та надвисокої частоти на організм людини спостерігається підвищення кров'яного тиску, трофічні явища (випадіння волосся, ламкість нігтів). ЕМП викликають зміну поляризації молекул та атомів, які є складовою частиною клітин, в результаті чого виникає небезпечний нагрів. Надмірне тепло може нанести шкоду як окремим органам, так і всьому організму людини.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Професійні захворювання виникають у працівників при тривалому та інтенсивному опроміненні.

Вплив випромінювань надвисокої частоти (НВЧ) на організм людини привертає увагу великої кількості дослідників і відображається у численних наукових доповідях і публікаціях. В одній із них наведені відомості про клінічні прояви дії НВЧ залежно від інтенсивності опромінення. При інтенсивності близько 20 мкВт/см² спостерігається зменшення частоти пульсу, зниження артеріального тиску, тобто явна реакція на опромінення. Вона сильніша й може навіть виражатися у підвищенні температури шкіри в осіб, які раніше потрапляли під дію опромінення.

Із ростом інтенсивності відбуваються електрокардіографічні зміни, при хронічному впливі - тенденція до гіпотонії, до змін у нервовій системі. Потім спостерігається прискорення пульсу, коливання об'єму крові.

При інтенсивності 6 мВт/см² помічені зміни у статевих залозах, у складі крові, помутніння кришталика. Далі - зміни у здатності крові зсідатися, умовно-рефлекторній діяльності, вплив на клітини печінки, зміни у корі головного мозку. Потім - підвищення кров'яного тиску, розрив капілярів і крововиливи у легені та печінку.

Випромінювання інтенсивністю до 100 мВт/см² викликають стійку гіпотонію, стійкі зміни серцево-судинної системи, двосторонню катаракту. Подальше опромінення помітно впливає на тканини, викликає больові почуття. Якщо інтенсивність перевищує 1 Вт/см², це спричинює дуже швидко втрату зору, що є одним із серйозних ефектів дії НВЧ на організм людини. На більш низьких частотах такі ефекти не відбуваються, і тому їх треба вважати специфічними для НВЧ діапазону. Ступінь пошкодження залежить, в основному, від інтенсивності та тривалості опромінення.

Інтенсивне НВЧ опромінення відразу викликає сльозотечу, подразнення, звуження зіниці ока. Після короткого (1-2 доби) прихованого періоду спостерігається погіршення зору, що посилюється під час повторного опромінення і свідчить про кумулятивний характер пошкоджень. Спостереження за людьми доводять існування

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

механізму відбудови пошкоджених клітин, який вимагає тривалого часу (10-20 діб). Зі зростанням часу та інтенсивності впливу пошкодження набувають незворотного характеру.

У разі прямого впливу на око випромінювання відбувається пошкодження рогівки. Але серед усіх тканин ока найбільшу чутливість в діапазоні 1...10 ГГц має кришталик. Сильні пошкодження кришталика зумовлені тепловим впливом НВЧ (при щільності потоку енергії понад 100 мВт/см²). За малої інтенсивності помутніння спостерігаються тільки у задній ділянці, за великої - по всьому об'єму кришталика.

Катароутворення пояснюється не тільки тепловою дією, воно залежить також від ряду інших не повністю встановлених чинників. Значну роль можуть відігравати концентрація поля у середовищах з окремими діелектричними властивостями та об'ємні резонансні ефекти. Для попередження професійних захворювань, які виникають у результаті тривалої дії електромагнітних випромінювань, встановлені гранично допустимі рівні електромагнітних випромінювань. Відповідно до ГОСТ 12.1.006-84 "ССБТ. Электромагнитное поле радиочастот.

Рівні ЕМП необхідно контролювати не рідше 1 разу на рік. Якщо вводиться в дію новий об'єкт або здійснюється реконструкція старих об'єктів, то заміри рівня електромагнітних випромінювань проводяться перед введенням їх в експлуатацію.

6.2 Захист від електромагнітних випромінювань.

Вибір того чи іншого способу захисту від дії електромагнітних випромінювань залежить від робочого діапазону частот, характеру виконуваних робіт, напруженості та щільності потоку енергії ЕМП, необхідного ступеня захисту.

До заходів щодо зменшення впливу на працівників ЕМП належать: організаційні, інженерно-технічні та лікарсько-профілактичні.

Організаційні заходи здійснюють органи санітарного нагляду. Вони проводять санітарний нагляд за об'єктами, в яких використовуються джерела електромагнітних випромінювань.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Інженерно-технічні заходи передбачають таке розташування джерел ЕМП, яке б зводило до мінімуму їх вплив на працюючих, використання в умовах виробництва дистанційного керування апаратурою, що є джерелом випромінювання, екранування джерел випромінювання, застосування засобів індивідуального захисту (халатів, комбінезонів із металізованої тканини, з виводом на заземлюючий пристрій). Для захисту очей доцільно використовувати захисні окуляри ЗП5-90. Скло окулярів вкрито напівпровідниковим оловом, що послаблює інтенсивність електромагнітної енергії при світлопропусканні не нижче 75%.

Взагалі, засоби індивідуального захисту необхідно використовувати лише тоді, коли інші захисні засоби неможливі чи недостатньо ефективні: при проходженні через зони опромінення підвищеної інтенсивності, при ремонтних і налагоджувальних роботах в аварійних ситуаціях, під час короткочасного контролю та при зміні інтенсивності опромінення. Такі засоби незручні в експлуатації, обмежують можливість виконання трудових операцій, погіршують гігієнічні умови.

У радіочастотному діапазоні засоби індивідуального захисту працюють за принципом екранування людини з використанням відбиття і поглинання ЕМП. Для захисту тіла використовується одяг з металізованих тканин і рідіопоглинаючих матеріалів. Металізовану тканину роблять із бавовняних ниток з розміщеним всередині них тонким проводом, або з бавовняних чи капронових ниток, спірально обвитих металевим дротом. Така тканина, наче металева сітка, при відстані між нитками до 0,5 мм значно послаблює дію випромінювання. При зшиванні деталей захисного одягу треба забезпечити контакт ізольованих проводів. Тому електрогерметизацію швів здійснюють електропровідними масами чи клеями, які забезпечують гальванічний контакт або збільшують ємнісний зв'язок неконтактуючих проводів.

Лікарсько-профілактичні заходи передбачають проведення систематичних медичних оглядів працівників, які перебувають у зоні дії ЕМП, обмеження в часі перебування людей в зоні підвищеної інтенсивності електромагнітних випромінювань, видачу працюючим безкоштовного лікарсько-профілактичного харчування, перерви санітарно-оздоровчого характеру.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

7 Економічний розділ

Виробничий цикл, значення скорочення тривалості виробничого циклу для економіки підприємства.

Виробничий цикл — один із найважливіших показників, який є основою для розрахунку багатьох інших показників виробничо-господарської діяльності підприємства. Наприклад, на основі виробничого циклу встановлюються строки запуску виробів у виробництво, розраховуються потужності виробничих підрозділів, визначається обсяг незавершеного будівництва та деякі інші показники.

Виробничий цикл — це календарний період часу, протягом якого виріб або партія виробів, що обробляються, проходять усі операції виробничого процесу або певної його частини і перетворюються на завершений продукт.

Інтервал календарного часу від початку першої виробничої операції до закінчення останньої називається тривалістю виробничого циклу в часі, яка вимірюється в днях, годинах, хвилинах, залежно від виду виробу та стадії оброблення.

Скорочення циклу дає можливість кожному виробничому підрозділу (цеху, дільниці) виконати задану програму з меншим обсягом незавершеного виробництва. Це означає, що підприємство отримує можливість прискорити оборотність оборотних коштів, виконати встановлений план з меншими витратами цих коштів, вивільнити частину оборотних коштів.

Внаслідок того, що виробничий процес протікає в часі і просторі, виробничий цикл можна виміряти довжиною шляху руху виробу і його комплектуючих елементів, а так же часом, протягом якого виріб проходить весь шлях обробки.

Тривалість виробничого циклу - це інтервал календарного часу від початку першої виробничої операції до закінчення останньої; вимірюється в днях, годинах, хвилинах, секундах в залежності від виду виробів та стадії обробки. Розрізняють виробничі цикли виробу в цілому, цикли збірних одиниць і окремих деталей, цикли виконання однорідних операцій, цикли виконання окремих операцій.

					131.10BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Тривалість виробничого циклу (при інших рівних умовах) залежить від розмірів партій запуску, розмірів передавальних партій і розмірів міжопераційних заділів і обумовлює розполагаемую виробничу потужність часткових виробничих процесів всієї системи і можливі терміни початку і закінчення робіт.

При цьому під операцією розуміється частина виробничого процесу обробки на одному робочому місці без переналагодження обладнання одним робочим або групою робітників за допомогою одних і тих же знарядь праці. Під партією запуску розуміється певна кількість предметів праці одного найменування, які обробляються (чи стягуються) на даній операції з одноразовою витратою підготовчо-заключного часу.

Під передавальної партією ("пакетом") розуміється частина партії запуску, що пройшла обробку на даній і транспортується на безпосередньо наступну за нею операцію.

Під доробком в загальному випадку розуміється скупчення (в очікуванні обробки) між двома безпосередньо ідуть один за одним операціями. Розрізняють оборотні і страхові (резервні) заділи

					131.10BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Список використаної літератури

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пос. / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. - М. : Машиностроение, 1977. - 288 с.
2. Лопастные насосы: справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. - 334 с.
3. 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.
4. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пос. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - М. : Высшая школа, 1984. - 336 с.
5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в трех томах. / В. И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2001. – т.1 - 920 с.
6. 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.
7. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учебное пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

					131.10ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		