

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розробка відцентрового насосу К 70-50 з використанням теорії подібності**

Здобувача групи ГМ-91/1 Біланова Дмитра Романовича

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

_____ Біланов Дмитро Романович

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

Едуард КОЛІСНІЧЕНКО _____

Суми – 2023

Зміст

Вступ	4
1 Вибір модельної проточної частини.	5
2 Опис конструкції вибраного насоса	6
3 Гідравлічні розрахунки	8
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса	8
3.2 Розрахунок складових повного ККД	9
3.2.1 Гідравлічні втрати	9
3.2.2 Об'ємні втрати	10
3.2.3 Механічні втрати	14
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил	15
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор	15
3.3.2 Радіальна сила	20
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію	21
4 Розрахунок вибору привода насоса	23
4.1 Вибір електродвигуна	23
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	23
5 Розрахунки на міцність	27
5.1 Конструювання вала	27
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	28
5.2.1 Вибір типу ущільнення	28
5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	30
5.3 Розрахунок вала	30
5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	31
5.3.2 Наближений розрахунок вала	32
5.3.3 Перевірний розрахунок вала	33
5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	35
5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	35
5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою	37
5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	39
6 Розділ з охорони праці	41
7 Економічний розділ	43
Список використаних джерел	45

Перш. викор. ен

Добіт.

Підп. і дата

Інв. № докл.

Взам. інв. №

Підп. і дата

Інв. № подл.

					<i>131.01.BP.000.00.ПЗ</i>				
Зм. Арк	№ докум.	Підп.	Дата	<i>Насос К70-50</i>			Лист.	Арк	Аркущів
Разрод.	Біланов Д.Р.						<i>Пояснювальна записка</i>		2
Перев.	Колісниченко Е. В.			<i>СумДУ ГМ-91</i>					
Н.контр.									
Затв.									

Реферат

Пояснювальна записка: 45 с., 7 рисунків, 3 таблиці, 13 літературних джерел.

Тема дипломної роботи – «Розробка відцентрового насоса К 70-50»

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1: теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, монтажне креслення насосу.

Мета роботи – розробка насоса для перекачування рідини на параметри: подача 70 м³/год, напір – 50 м, частота обертання – 2500 об/хв, густина рідини – 1000 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 розділі економіки описано типи виробництва та їх техніко-економічні характеристики.

У розділі охорони праці детально розглянуто Закон України Про охорону праці

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, коефіцієнт швидкохідності, коефіцієнт геометричної подібності, тиск, напір, подача, ККД, кавітація, електродвигун.

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
3

Вступ

Відцентрові консольні насоси [3, 9, 12, 13] застосовуються у більшості галузей промисловості (в таких як хімічна, атомна, машинобудівна тощо), а також у народному використанні (промислове водопостачання, зрошення полів і тому подібне)

Основним фактором поширення таких насосів стало простота конструкції, відносно низька ціна, висока надійність та ремонтоздатність.

Конструкція насосу дозволяє проводити розбирання без роз'єднання від системи трубопроводів - що значно пришвидшує процес ремонту та обслуговування.

Тип К розроблений для перекачування води (без агресивних домішок). В інтервалі температур від 0 до 850ΔС. Подача зазвичай знаходиться в межах від 5 до 360 м³/год, з напором 10 - 90 м. ККД такого типу насоса середнього рівня, 50 - 84%, а коефіцієнт швидкохідності $n_s = 60 - 250$.

Конструкція відповідає міжнародному стандарту ISO2858 - 75.

За таким стандартом, ресурс роботи сягає 25 тисяч годин, що робить консольний насос ідеальним агрегатом для народного господарства.

ІНБ. № посл.	ІНБ. І дата
Взам. ІНБ. №	ІНБ. № одул.
ІНБ. І дата	

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

1 Вибір модельної проточної частини.

Вихідні дані натурального насоса:

Подача насоса Q: 70 м³/год;

Напір Н: 50 м;

Частота обертів n: 2500 об/хв;

Робоча рідина: вода.

Вибір модельної проточної частини консольного насоса проводиться за допомогою коефіцієнта швидкості [1]:

$$n_s = \frac{3,65 * n * Q}{H^{3/4}},$$

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

Q – подача натурального насоса, м³/с

H – напір натурального насоса, м.

Отримуємо чисельне значення n_s:

$$n_s = \frac{3,65 * 2500 * 70/3600}{50^{3/4}} = 67,67.$$

Для проектування та розрахунків можна використати модельну проточну частину насоса з параметрами:

Подача насоса Q: 40 м³/год;

Напір Н: 45 м;

Частота обертів n: 3000 об/хв.

ІНБ. № подач.	ІНБ. № об'єкт.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № дата
---------------	----------------	--------------	---------------	-------------

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

2 Опис конструкції вибраного насоса

Насос типу К 40 - 45 [1, 3, 9] є відцентровим, одноступевим, загального призначення; консольного типу, горизонтальної позиції. Робоче колесо закритого типу. Вхід до насосу є одностороннім .

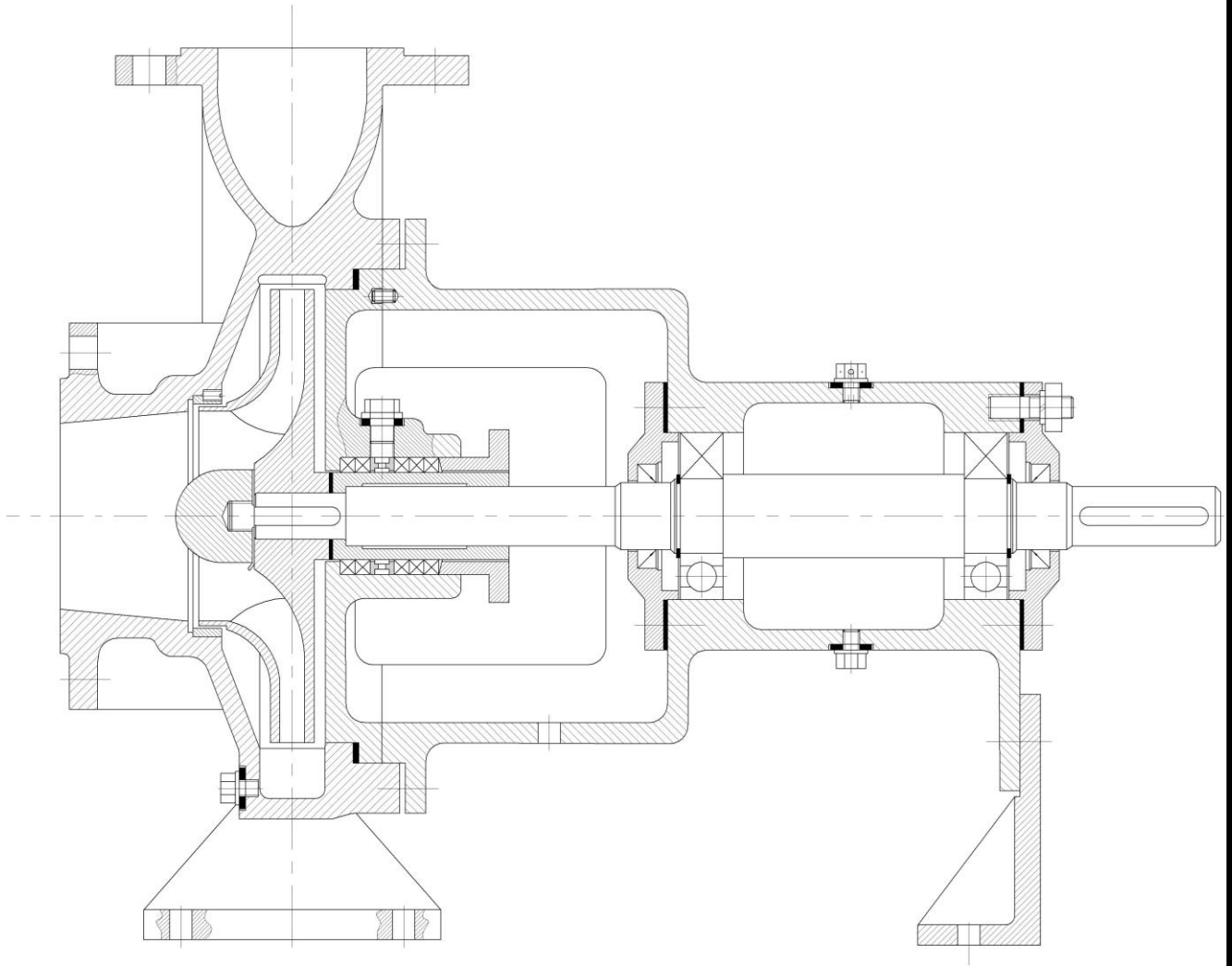


Рисунок 1 - Схема відцентрового консольного насоса типу К

Базова деталь насоса - корпус, виконаний методом лиття з чавуна, зі спіральним відводом. Опора відлита разом із корпусом.

Проточна частина - складена зі спірального відводу, робочого колеса та осевого підводу.

Робоче колесо виконане з дисків (основного та покривного) і лопатей. Втулка сальникового ущільнення та робоче колесо піджимаються по валу гайкою-обтікачем, котра фіксується від відвороту стопорною шайбою.

ІНБ. № посл.	ІНБ. № осн.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № осн.	ІНБ. № осн.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
6

Переднє ущільнення робочого колеса спроектоване за для мінімізації перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування.

Кінцеве ущільнення - сальникове. Фонарне кільце вставлене між сальниковою набивкою (шнур, що змащений мастилом). До кільця підведена трубка, через яку подається вода під тиском, для охолодження сальникової набивки та змащення ущільнення. Нажимною втулкою піджимається сальникова набивка, втулка затягується гайками кришки сальника.

На торці корпусу, кришка, де і знаходиться сальникове ущільнення.

На нижній та верхній лівій частинах корпусу насоса (між опорами підшипників кочення) висверлені отвори (що закриваються металевими пробками з ущільненнями під час експлуатації насоса): верхнє - за для випуску повітря під час заливання робочої рідини до насоса; нижнє - для зливу робочої рідини перед розбором насоса або зупинки на довготривалий проміжок часу.

Опорний кронштейн приєднується шпильками до корпусу. Для більшої жорсткості конструкції, вмонтовується стояк.

Вузол опорного кронштейна: складається з валу, корпусу підшипників, шарикопідшипників (радіальні, однорядні), кришки підшипників та пробки для злива та заливання мастила.

Однакові підшипники шарикові радіальні однорядні, середньої серії діаметрів 3 встановлені на обох опорах кронштейна. Така схема установки підшипників не дає коректного розподілення осевого навантаження між опорами, однак за такої схеми маємо мінімальне число деталей та меншу трудомісткість при виготовленні і збиранні.

Для легкого доступу до вузла ущільнення вала насоса, на корпусі підшипника, передбачені вікна, у зоні фонаря.

У кришці підшипників встановлюються манжети, з метою запобігання протікання змазки по валу.

На спільну фундаментну плиту встановлюється насос та електродвигун. З'єднання виконане втулково-пальцевою муфтою з розстановкою (це дасть змогу легко від'єднувати насос та двигун від фундаментної плити, у разі потреби).

110п. 1 дата	
ІНБ. № одул.	
Взам. ІНБ. №	
110п. 1 дата	
ІНБ. № посл.	

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

3 Гідравлічні розрахунки

Розрахунки проводилися за методикою [1].

3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

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

$$D_{2H} = 19,1 * \frac{2 * g * H}{n^s}, \text{ при } n < 100;$$

В нашому випадку, $n_s < 100$;

$$D_{2H} = 19,1 * \frac{2 * 9,81 * 50}{2500} = 0,24 \text{ м.}$$

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

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_H}{Q_M}\right)^2 * \frac{H_M}{H_H}};$$

де, Q_M - подача модельного насоса, м³/год;

$$Q_M = 40 \text{ м}^3/\text{год};$$

H_M - напір модельного насоса, м;

$$H_M = 45 \text{ м.}$$

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{70}{40}\right)^2 * \frac{45}{50}} = 1.29.$$

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

$$D_{2H} = \lambda * D_{2M}$$

де $D_{2M} = 0,2$ м - зовнішній діаметр модельного робочого колеса

ІНБ. № подач.	ІНБ. № об'єктів.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № аудит.	ІНБ. № дата

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

(визначається з креслення модельного насоса), м.

$$D_{2H} = 1,29 * 0,2 = 0,258 \text{ м.}$$

Обираємо 0,258 м.

За отриманим значенням масштабного коефіцієнта, виконується теоретичне креслення робочого колеса і спірального відводу.

3.2 Розрахунок складових повного ККД

Повний ККД насоса можна визначити з відношення:

$$\eta = \frac{\rho * g * Q * H}{N} = \eta_{\text{г}} * \eta_{\text{об}} * \eta_{\text{м}}$$

де ρ - густина рідини, що перекачується, кг/м^3 ;

g - прискорення вільного падіння,

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

H - напір насоса, $H=50$ м;

Q - подача насоса,

$$Q = 70 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0194 \text{ м}^3/\text{с} ;$$

N - потужність, що споживається насосом, Вт

$\eta_{\text{г}}$ – гідравлічний ККД;

$\eta_{\text{об}}$ – об'ємний ККД;

$\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД.

3.2.1 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати – це сумарні втрати при русі рідини від вхідного патрубка насоса до вихідного.

У першому наближенні гідравлічний ККД визначають за формулою Ломакіна:

$$\eta_{\text{г}} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0,172)^2}$$

де $D_{1\text{пр}}$ – приведений діаметр входу в робоче колесо, мм. Розраховується за наступною формулою:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № обл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № обл.	ІНБ. № обл.	ІНБ. № обл.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$$D_{\text{лпр}} = K_{\text{вх}} * \sqrt[3]{\frac{Q}{3600 * n}}$$

де $K_{\text{вх}}$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса;

Обираємо $K_{\text{вх}} = 3,5$.

Q - подача натурального насоса, м³/год;

$Q = 70$ м³/год;

n - частота обертання ротора натурального насоса, об/хв;

$n = 2500$ об/хв.

$$D_{\text{лпр}} = 4 * \sqrt[3]{\frac{70}{3600 * 2500}} = 0,07 \text{ м.}$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,07 - 0,172)^2} = 0,76$$

3.2.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах між рухомими та нерухомими деталями насоса. Схема протікань показана на рис. 2.

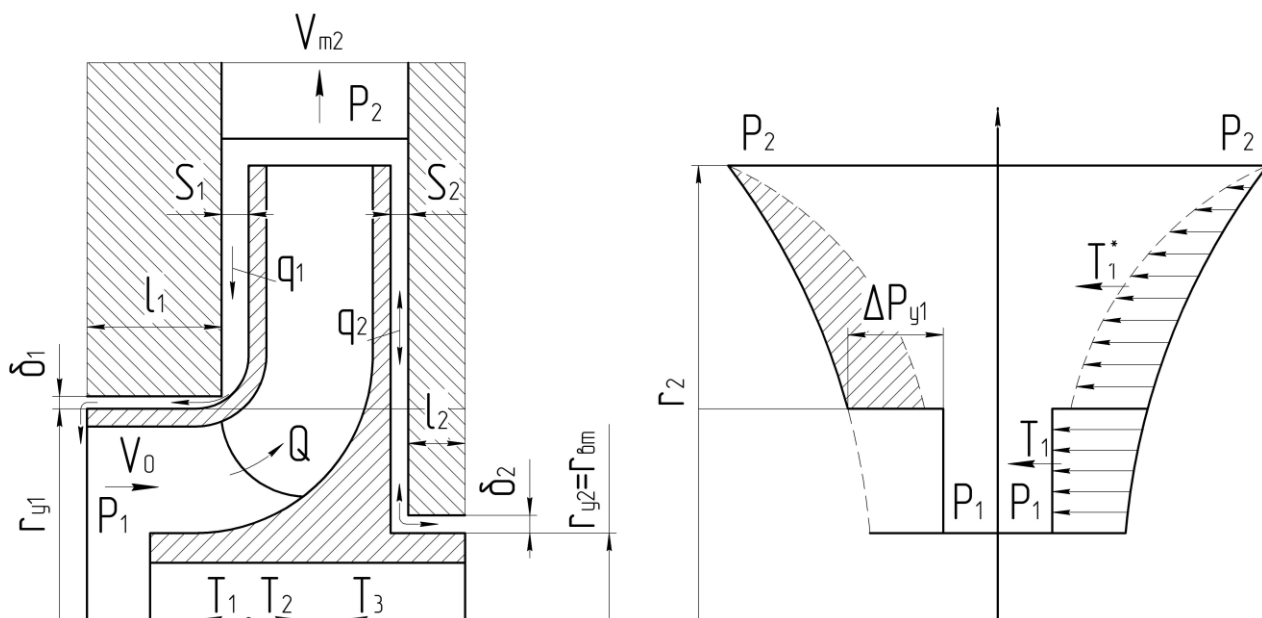


Рисунок 2 - Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса

ІНБ. № подач.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № одул.	Ілп. і дата

ЗМ	Арк	№ докум.	Ілп.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
10

Об'ємний ККД можна визначити за таким виразом:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q};$$

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

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_2 = \omega * r_2$$

де ω - колова швидкість обертання ротора насоса

$$\omega = \frac{\Delta * n}{30},$$

n - частота обертання ротора натурального насоса, об/хв;

$n = 2500$ об/хв.

$$\omega = \frac{\Delta * 2500}{30} = 261,8 \text{ с}^{-1}.$$

$$u_2 = 261,8 * 0,129 = 33,77 \text{ м/с}.$$

Теоретичний напір :

$$H_m = \frac{H}{\eta_r} = \frac{50}{0,76} = 67,57 \text{ м}.$$

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m * \eta_{r_k} * \left(1 - \frac{g * H_m}{2 * u_2^2}\right),$$

де η_{r_k} - гідравлічний ККД робочого колеса

(приймають $\eta_{r_k} = \eta_r$);

H_m – теоретичний напір, м.

Розрахунок:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № обл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № обл.	ІНБ. № обл.	ІНБ. № обл.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
11

$$\eta_{гк} = 0,76 = 0,86$$

$$H_P = 67,57 * 0,86 * \left(1 - \frac{9,81 * 67,57}{2 * 33,77^2}\right) = 41,224 \text{ м}$$

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

$r_2 = 0,129$ м (з робочого креслення колеса);

$$h_y = 41,22 - \frac{33,77^2}{8 * 9,81} * \left\{1 - \left(\frac{74,3 * 10^{-3}}{0,129}\right)^2\right\}^2 = 35,2 \text{ м.}$$

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини:

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

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

δ_1 – радіальний зазор в ущільненні колеса, мм;

l – довжина щілини, мм.

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

$$\frac{l}{(2 * r_{y1})} = 0,12 - 0,15,$$

де r_{y1} – радіус переднього ущільнення. $r_{y1} = 74$ мм (з робочого креслення РК).

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$$\eta_{об} = \frac{70 / 3600}{70 / 3600 + 2,16 * 10^{-3}} = 0,9.$$

3.2.3 Механічні втрати:

Механічний ККД визначаються за формулою:

$$\eta_{м} = \eta_{м\text{ вн}} * \eta_{м\text{ зовн.}} ;$$

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

$\eta_{м\text{ зовн.}}$ - зовнішній механічний ККД.

Внутрішні втрати обумовлюються втратами на дискове тертя, а зовнішні - втратами в кінцевих ущільненнях та в підшипниках.

Втрати на дискове тертя:

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

де l - сумарна товщина основного та покривного дисків робочого колеса, м. Аона визначається так:

$$l = l_1 + l_2 ,$$

де l_1, l_2 - товщини основного та покривного дисків відповідно ($l_1 = l_2 = 0,005$ м).

$$l = 0,005 + 0,005 = 0,01 \text{ м.}$$

Визначимо втрати на дискове тертя:

$$N_{дт} = 0,882 * 33,77^3 * 0,258 * (0,258 + 5 * 0,01) = 2699,2 \text{ Вт.}$$

Внутрішній механічний ККД:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{\rho * g * Q_{\text{рк}} * H_{\text{м}}}{\rho * g * Q_{\text{рк}} * H_{\text{м}} + N_{\text{дт}}},$$

де $Q_{\text{рк}}$ - витрата рідини, що проходить через робоче колесо.

$H_{\text{м}}$ – теоретичний напір, м,

$H_{\text{м}} = 67,57$ м.

Витрата рідини, що проходить через робоче колесо:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_{\text{об}}}$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{70}{0,9} = 77,8 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Тоді отримаємо внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{1000 * 9,81 * 77,8/3600 * 67,57}{1000 * 9,81 * 77,8/3600 * 67,57 + 2699,2} = 0,841.$$

Зовнішній механічний ККД лопатевих насосів становить $\eta_{\text{зовн.}} = 0,97$ - 0,98;

Обираємо $\eta_{\text{зовн.}} = 0,98$.

Отже повний механічний ККД буде становити:

$$\eta_{\text{м}} = 0,98 * 0,84 = 0,82.$$

Відповідно повний ККД насоса становить:

$$\eta = 0,76 * 0,9 * 0,82 = 0,56.$$

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 неврівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
15

бік вхідної воронки колеса.

При складанні епюр тиску на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена 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 визначається таким чином:

$$T_1 = \gamma * \pi * (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) * \left\{ H_P - \frac{\omega^2}{8 * g} * (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \right\};$$

де γ - питома вага рідини, Н/м³;

r_{y1} , r_{y2} - радіуси переднього та заднього ущільнень ($r_{y1} = 74,3$ мм, $r_{y2} = 20,5$ мм - значення, отримані з робочого креслення робочого колеса).

Питома вага рідини:

$$\gamma = \rho * g$$

$$\gamma = 1000 * 9,81 = 9810 \text{ Н/м}^3;$$

Знаходимо силу T_1 :

$$T_1 = 1000 * 9,81 * \pi * (0,0743^2 + 0,0205^2) * \left\{ 41,2 - \frac{261,8^2}{8 * 9,81} \right\} *$$

Підп. і дата									
Інв. № одул.									
Взам. інв. №									
Підп. і дата									
Інв. № посл.									
ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	131.01.BP.000.00.ПЗ				Арк
									16

$$* (0,129^2 - \frac{0,0743^2 + 0,0205^2}{2}) \};$$

$$T_1 = 5357 \text{ Н}$$

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 визначається так:

$$V_0 = \frac{4 * Q}{\pi * D_{1 \text{ пр}}^2} = \frac{4 * 70 / 3600}{\pi * 0,079^2} = 3,97 \text{ м/с.}$$

Визначаємо силу T_2 :

$$T_2 = 1000 * (70 / 3600) * 3,97 = 77,2 \text{ Н}$$

Осьова сила T_3 визначається так:

$$T_3 = \frac{\pi * d_{\text{вт}}^2}{4} * (P_{\text{атм}} - P_{\text{вх}});$$

де $d_{\text{вт}}$ – діаметр втулки робочого колеса ($d_{\text{вт}} = 0,027 \text{ м}$)

$P_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск ($P_{\text{атм}} = 10^5 \text{ Па}$);

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

Тиск на вході у робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{н.п}} + \rho * g * 0h - \rho * \frac{V^2}{2};$$

де $P_{\text{н.п}}$ – тиск насичених парів при заданій температурі (вибирається за довідниковою літературою, $P_{\text{н.п}} = 2,34 * 10^3 \text{ Па}$);

$0h$ – кавітаційний запас, м

Кавітаційний запас:

ІНБ. № подачі	ІНБ. № об'єкта	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № дата

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$$\eta_h = \lambda_1 * \frac{V_0^2}{2 * g} + \lambda_2 * \frac{W_1^2}{2 * g} ;$$

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

λ_1, λ_2 - середні значення коефіцієнтів при безударному вході ($\lambda_2 = 0.3$; $\lambda_1 = 1,2$)

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей (рис.3) [10] :

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \Delta_1} ;$$

де Δ_1 - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо;

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

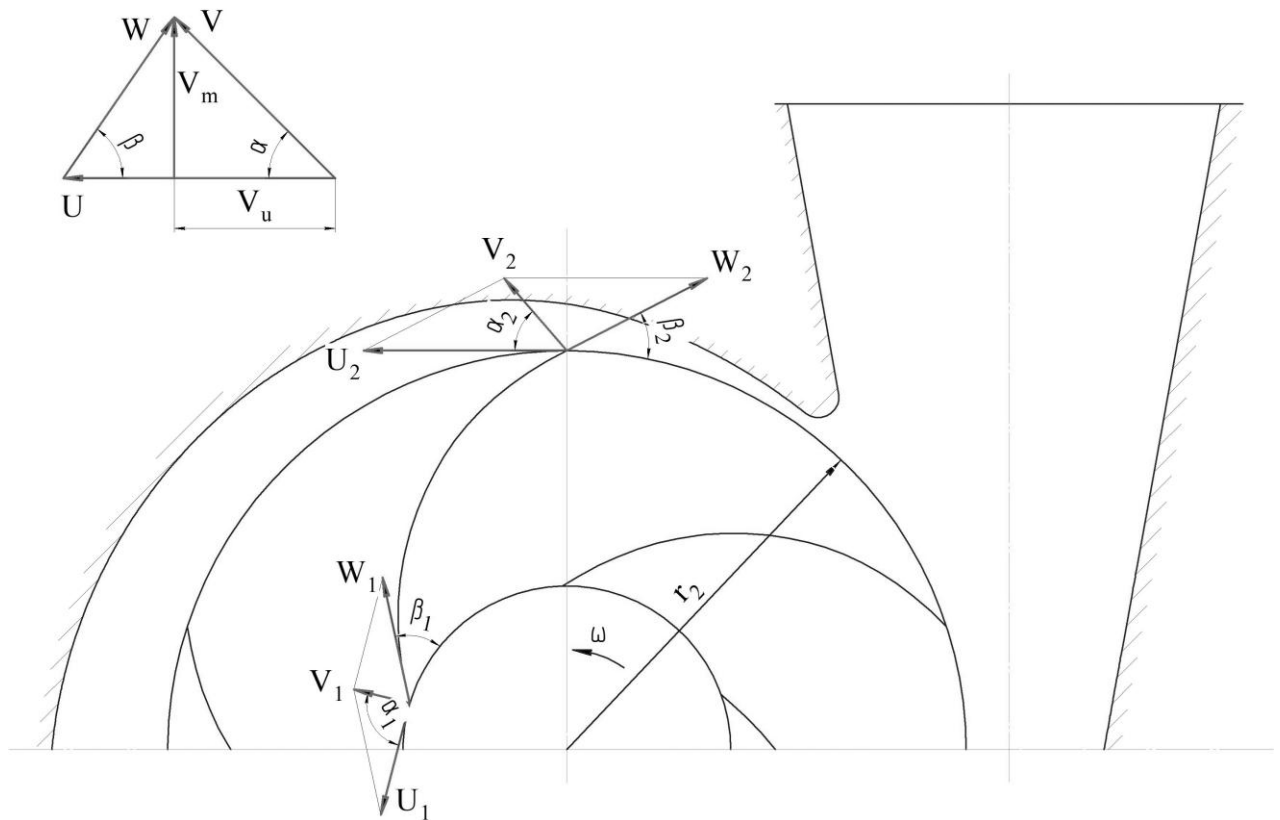


Рисунок 3 - Трикутники швидкостей в робочому колесі

Кут Δ_1 визначається з теоретичного креслення робочого колеса ($\Delta_1 = 11^\circ$)

ІНБ. № подав.	ІНБ. № об'єк. № ододл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № ододл.	ІНБ. № ододл.

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Меридіанна складова визначається з рівняння нерозривності:

$$V_{1m} = \frac{Q_{рк}}{\pi * D_1 * b_1}$$

де D_1 - діаметр вхідної воронки робочого колеса, м;

$$D_1 = 0,140 \text{ м};$$

$$b_1 = 0,05 \text{ м};$$

b_1 - ширина робочого колеса на вході, м.

Значення D_1 , b_1 отримують перерахунком з модельного робочого колеса на натурне.

Отже визначаємо меридіанну складову:

$$V_{1m} = \frac{77,8 / 3600}{\pi * 0,1406 * 0,05} = 0,98 \text{ м/с.}$$

Далі визначаємо швидкість W_1 :

$$W_1 = \frac{0,98}{\sin 11^\circ} = 5,14 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас:

$$\square h = 1,2 * \frac{3,97^2}{2 * 9,81} + 0,3 * \frac{5,14^2}{2 * 9,81} = 1,37 \text{ м.}$$

Тиск на вході:

$$P_{вх} = 2,34 * 10^3 + 1000 * 9,81 * 1,37 - 1000 * \frac{3,97^2}{2} = 7899,3 \text{ Па.}$$

Осьова сила T_3 :

$$T_3 = \frac{\pi * 0,027^2}{4} * (10^5 - 7899,3) = 52,7 \text{ Н.}$$

Визначаємо повну осьову силу:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № дудл.	ІНБ. І дата

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата	131.01.BP.000.00.ПЗ	Арк
						19

$$T = T_1 - T_2 + T_3 = 5357 - 77,19 + 52,7 = 5227,1 \text{ Н.}$$

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 так:

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

де K_R – експериментальний коефіцієнт ($K_R = 0,36$);

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

b_2 – ширина колеса на виході ($b_2 = 0,0227$ м - визначається з креслення).

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

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

$$R_{\text{max}} = 0,36 * 1000 * 9,81 * 50 * 0,258 * 0,0227 = 1034,2 \text{ Н.}$$

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{\text{опт}}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 4). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору. [1, 10]

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
20

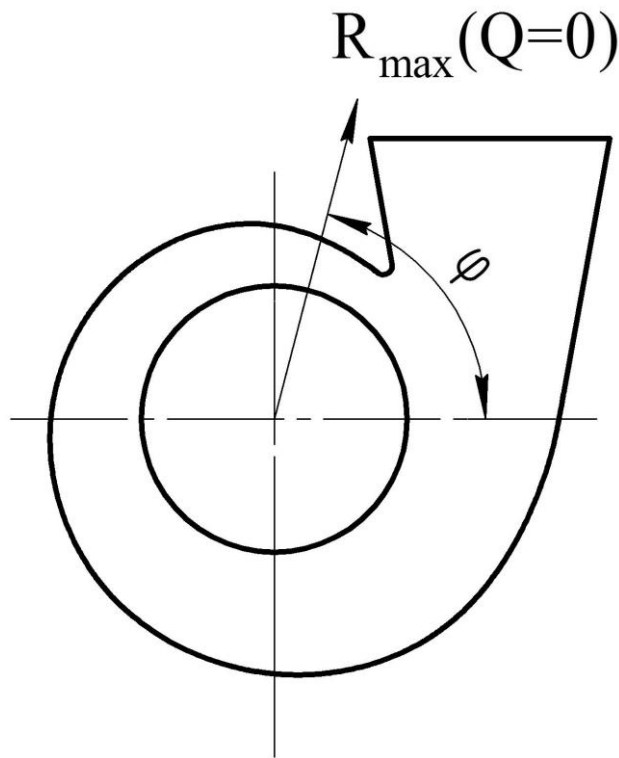


Рисунок 4 - Напряг максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

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, 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 [11].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. №	ІНБ. №	ІНБ. №

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
21

$$c = \frac{5,62 * n * Q}{\square h^{3/4}},$$

де $\square h = 1,37$ м;

$$c = \frac{5,62 * 2500 * 70 / 3600}{1,37^{3/4}} = 1547,2.$$

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

ІНБ. № подл.	ІНБ. І дата	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № судол.	ІНБ. І дата	131.01.BP.000.00.ПЗ	Арк
ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата		22

4 Розрахунок вибору привода насоса

Розрахунки проводилися за методикою [1]

4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі.

$$N = \frac{\rho * g * Q * H}{\eta};$$

$$N = \frac{1000 * 9,81 * 70 / 3600 * 50}{0,54} = 17662 \text{ Вт.}$$

У якості привода насоса вибирають електродвигун з потужністю, що розраховується за формулою:

$$N_{\text{дв}} = k * N;$$

$k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

Відповідно потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = 1,2 * 17662 = 21194 \text{ Вт, } 21,2 \text{ кВт.}$$

За частотою обертання та потужністю з довідкової літератури обирається тип та марка двигуна. Обираємо двигун марки 4A180S2Y3 (22 кВт) [4].

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Побудуємо графік 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).

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
23

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

$$M_A = 0,21 * M_{\text{НОМ}}$$

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} = \frac{17662}{261,8} = 67,46 \text{ Н} * \text{ м.}$$

$$M_A = 0,21 * 67,46 = 14 \text{ Н} * \text{ м.}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega};$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт, $N_{\text{max}} = N_{\text{дв}} = 21194$ Вт.

Визначаємо момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = \frac{21194}{261,8} = 80,1 \text{ Н} * \text{ м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 * n_{\text{НОМ}}$$

де $n_{\text{НОМ}} = 2500$ об/хв – номінальна частота обертання вала електродвигуна.

Визначаємо n_B :

$$n_B = 0,3 * 2500 = 750 \text{ об/хв};$$

Визначаємо мінімальний момент опору:

$$M_B = 0,03 * M_{\text{max}}$$

ІНБ. № подав.	ІНБ. № обдл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № обдл.	ІНБ. № подав.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$$M_B = 0,03 * 80,1 = 2,4.$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2} = \frac{80,1}{2500^2} = 1,28 * 10^{-5}$$

Розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до n_{\max} проводиться за функцією:

$$M = k * n^2$$

Результати розрахунку заносимо до табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахунок пускової моментної характеристики.

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н * м	0	3,2	12,8	28,8	51,3	80,1	115,2

Будуємо пускову моментну характеристику (рис. 5).

ІНБ. № подав.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № подав.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$M, H * M$

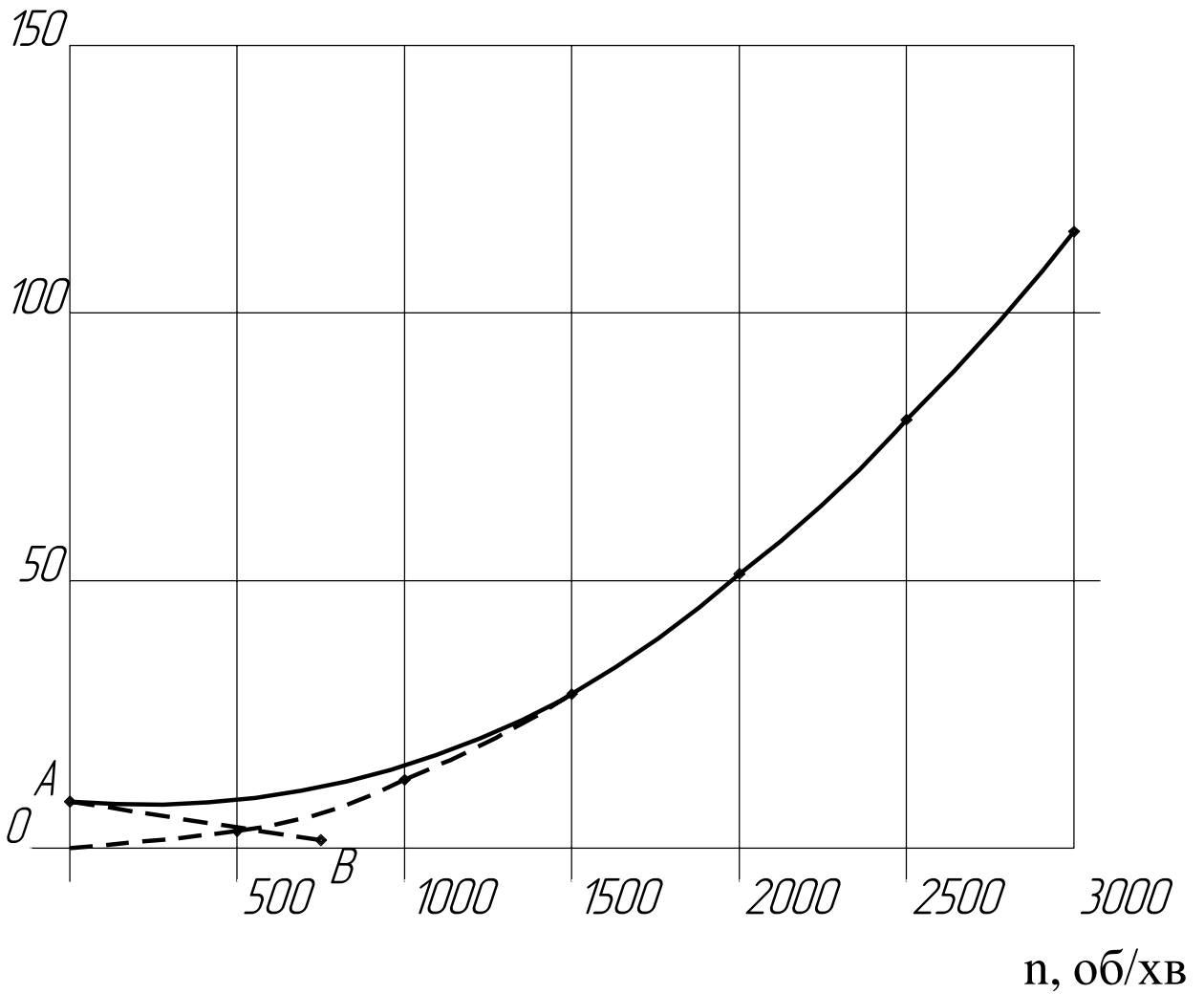


Рисунок 5 – Пусковая моментна характеристика

ИДБ. № подл.	ИДБ. № подл.	Взам. ИДБ. №	ИДБ. № одул.	ИДБ. № одул.

ЗМ	Арк	№ докум.	ИДБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
26

5 Розрахунки на міцність

Розрахунки проводилися за методикою [1]

5.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів
Діаметр вала під робочим колесом (м) визначається з розрахунку на кручення:

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

де $[\tau]$ - дотичне напруження при крученні ($[\tau] = (10 \text{ -- } 30) * 10^6 \text{ Па}$).

Діаметр вала під робочим колесом:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 * 80,1}{\pi * 20 * 10^6}} = 0,027 \text{ м};$$

Приймаємо $d_k = 30 \text{ мм}$.

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

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

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = (0,8 - 1,2) * d_{\text{дв}};$$

де $d_{\text{дв}} = 48 \text{ мм}$ - вихідний кінець вала двигуна, мм.

Визначаємо діаметр вала під напівмуфту:

$$d_m = (0,8 - 1,2) * 48 = 38,4 - 57,6 \text{ мм}.$$

Обираємо $d_m = 60 \text{ мм}$.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № осн.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № осн.	ІНБ. № осн.	ІНБ. № осн.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

$$d_{к.п.} = d_M + (5 - 10) = 65 - 70 \text{ мм.}$$

Обираємо $d_{к.п.} = 70 \text{ мм.}$

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_{п} = d_{к.п.} + 2 * t = 70 + 2 * 3 = 76 \text{ мм.}$$

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

Обираємо $d_{п} = 80 \text{ мм.}$

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{\sigma} \geq d_{п} + 3 * r$$

$$d_{\sigma} \geq 80 + 3 * 3,5 \geq 90,5 \text{ мм;}$$

де $r = 3,5$ – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника (обирається з табл. 2).

Обираємо $d_{\sigma} = 95 \text{ мм.}$

Таблиця 2 - Визначення координати фаски підшипника

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

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. 6).

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
28

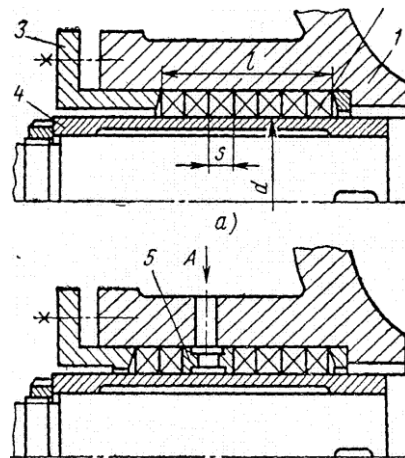


Рисунок 6 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіш 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:

$$S = d ;$$

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

$$d = d_{\text{вт}} + 10 = 40 + 10 = 50 \text{ мм.}$$

Отже

$$S = 50 = 7 \text{ мм;}$$

Приймаємо $S = 7 \text{ мм.}$

ІНБ. № посл.	ІНБ. № подл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № ододл.	ІНБ. № дата

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
29

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i * S$$

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

Приймаємо $i = 5$. Тоді довжина ущільнення буде дорівнювати:

$$L = 5 * 7 = 35 \text{ мм.}$$

5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega * \pi * r^2 * S * p_0 * \frac{\mu_1}{\mu_2} * (e^{2 * \mu_2 * \frac{L}{S}} - 1)$$

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

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

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

$S = 0,7$ см - товщина кільця набивки сальника;

$L = 3,5$ см - довжина сальникового ущільнення;

p_0 - в кгс/см²;

$p_0 = 10$ в кгс/см² (значення з довідкової літератури).

Визначаємо радіус захисної втулки:

$$r = \frac{d_{\text{вт}}}{2} + 0,5 = \frac{40}{2} + 0,5 = 20,5 \text{ мм.}$$

Тоді втрати потужності в сальнику будуть дорівнювати:

$$N_c = 261,8 * \pi * 20,5^2 * 0,7 * 10 * \frac{0,015}{0,5} * (e^{2 * 0,5 * \frac{3,5}{0,7}} - 1) = 442,4 \text{ Вт.}$$

5.3 Розрахунок вала

Підп. і дата	
Інв. № одул.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № посл.	

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
30

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.

5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 7), 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. [2]

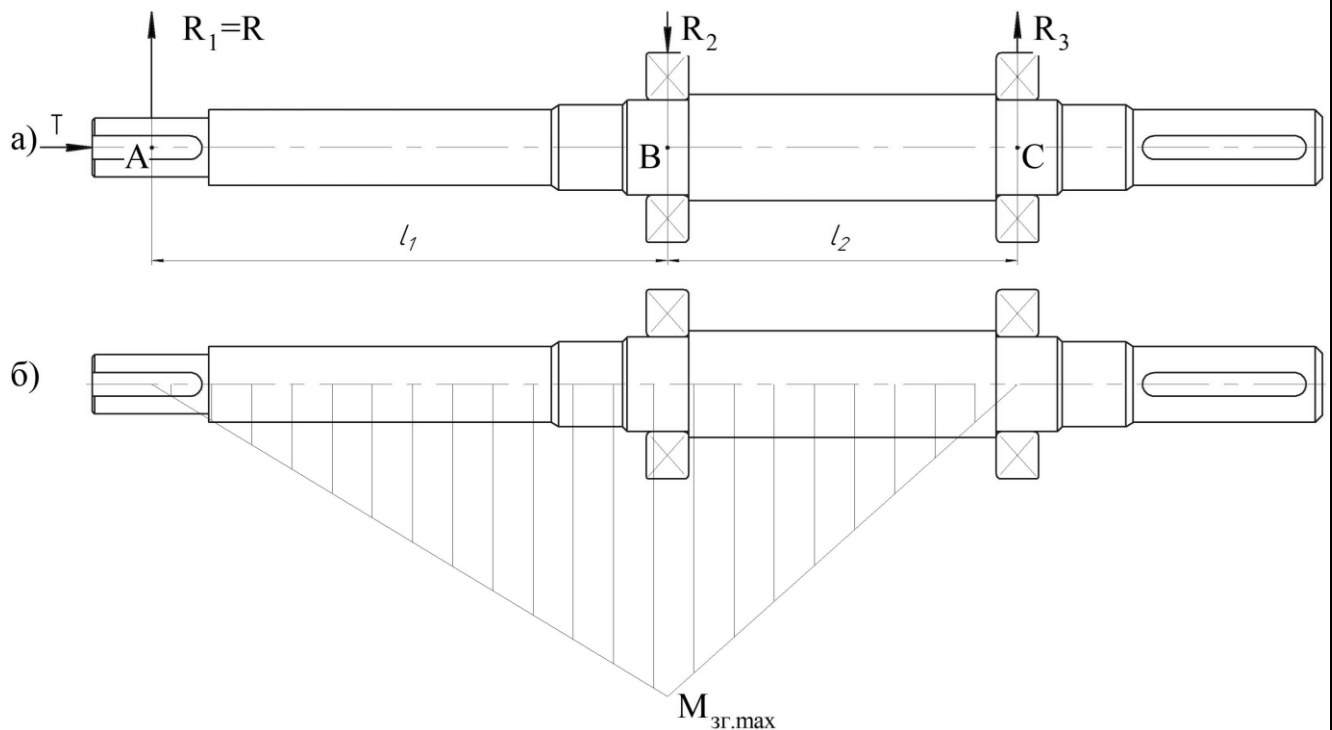


Рисунок 7 - Схема навантаження (а) та еюра згинальних моментів (б) на валу насоса

ІНБ. № посл.	ІНБ. № подл.	ІНБ. № дата	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № одол.	ІНБ. № дата
--------------	--------------	-------------	--------------	--------------	-------------

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Запишемо рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_c = R_1 * (l_1 + l_2) - R_2 * l_2 = 0$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

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

де $R_1 = 1034,2$ Н.

Визначаємо R_2 :

$$R_2 = \frac{1034,2 * (236 + 140)}{140} = 2777,6 \text{ Н.}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1 * l_1 - R_3 * l_2 = 0;$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 * l_1}{l_2};$$

$$R_3 = \frac{1034,2 * 236}{140} = 1743,4 \text{ Н;}$$

5.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = M_{зг.мах}^2 + 0,75 * M_{мах}^2 ;$$

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

ІНБ. № подав.	ІНБ. № обл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № обл.	ІНБ. № подав.
---------------	-------------	--------------	-------------	---------------

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	131.01.BP.000.00.ПЗ	Арк
						32

$$M_{зг.маx} = R_1 * l_1 = 1034,2 * 0,236 = 244,1 \text{ Н * м.}$$

Визначаємо M_E :

$$M_E = 244,1^2 + 0,75 * 80,1^2 = 253,7 \text{ Н * м.}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

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

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа.}$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі:

$$d_n \geq 10 * \sqrt[3]{\frac{253,7}{0,1 * 40}} = 39,88 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_n = 40 \text{ мм.}$

5.3.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

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

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

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

ІНБ. № посл.	ІНБ. № подл.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № одул.	ІНБ. І дата
--------------	--------------	--------------	--------------	-------------

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

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

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

$\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ - амплітуда та середнє напруження циклів;

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

$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 0,73$ мм - масштабні коефіцієнти;

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

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

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

$$\sigma_{-1} = 0,35 * 850 + (70 - 120) = 392,5 \text{ МПа.}$$

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

$$\tau_{-1} = 0,58 * 392,5 = 227,7 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{3г.маx}}{0,1 * d_n^3}$$

$$\sigma_a = \frac{244,1}{0,1 * 40^3} = 0,038 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_m = \frac{4 * T}{\pi * d_n^2}$$

$$\sigma_m = \frac{4 * 5227,1}{\pi * 40^2} = 4,16 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} * \frac{M_{маx}}{0,2 * d^3}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} * \frac{80,1 * 10^3}{0,2 * 4^3} = 3,13 \text{ МПа.}$$

ІНБ. № подл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк

34

ЗМ Арк № докум. Підп. Дата

Масштабні коефіцієнти ε_{σ} , ε_{τ} визначають залежно від діаметра вала (табл. 3).

Таблиця 3 - Залежність масштабних коефіцієнтів від діаметра вала.

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

Отримуємо $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 0,73$ мм.

Визначаємо коефіцієнти міцності:

$$s_{\sigma} = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,73} * 0,038 + 0,28 * 4,16} = 306,8.$$

$$s_{\tau} = \frac{227,7}{\frac{1,41}{0,73} * 3,13 + 0,1 * 3,13} = 35,8.$$

$$s = \frac{306,8 * 35,8}{306,8^2 + 35,8^2} = 35,6 ;$$

$$s = 35,8 \geq [s] = 2,5$$

Умова міцності: $s \geq [s]$ - умова виконується

5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Для того щоб переконатися у правильності вибору розмірів шпонкового з'єднання вала з колесом, розрахуємо з'єднання на міцність.

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
35

- матеріал шпонки – Сталь 45.

(Дані за ДСТУ ISO 8821:2006 [7, 13])

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b * h * l = 8 * 7 * 40$

Напруження на змінання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 * M_{\max}}{d * I_p * (h - t_1)} * 10^3;$$

де t_1 – глибина паза вала ($t_1 = 4,0 (+0,2)$), мм;

t_2 – глибина втулки ($t_2 = 3,3 (+0,2)$), мм;

Радіус закруглення r_1 або фаска $s_1 * 45^\circ (0,16 - 0,25)$, мм. h

$= 7$ – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 30$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} підставляється в Н·м;

$M_{\max} = 80,1$ Н·м

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b;$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Визначаємо робочу довжина шпонки:

$$l_p = 40 - 8 = 32 \text{ мм.}$$

Допустиме напруження на змінання:

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

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

Тоді отримаємо:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 * 343 = 192,1.$$

При розрахунку на змінання повинна виконуватися умова:

Підп. / дата	
Інв. № докл.	
Взам. інв. №	
Підп. / дата	
Інв. № посл.	

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк

36

$$\sigma_{3M} \leq [\sigma]_{3M};$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 * 80,1}{30 * 32 * (7 - 4)} * 10^3 = 55,6 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{3M} = 55,6 \text{ МПа.} \leq [\sigma]_{3M} = 192,1 \text{ МПа,}$$

Умова виконується, дані розміри вибрані правильно.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 * M_{\max}}{d * l * b} * 10^3 ;$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 * [\sigma]_{3M}$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 * 192,1 = 115,3.$$

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} ;$$

$$[\tau]_{зр} = \frac{2 * 80,1}{30 * 40 * 8} * 10^3 = 16,7 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{зр} = 16,7 \text{ МПа} \leq [\tau]_{зр} = 115,3 \text{ МПа, умова виконується.}$$

5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

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

(Дані за ДСТУ ISO 8821:2006 [7, 13])

Розміри шпонки під напівмуфтою вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b * h * l = 12 * 8 * 50$

Напруження на зминання, МПа:

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № аудит.	ІНБ. № дата

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
37

$$\sigma_{3M} = \frac{2 * M_{\max}}{d * l_p * (h - t_1)} * 10^3;$$

де t_1 – глибина паза вала ($t_1 = 5,0 (+0,2)$), мм;

t_2 – глибина втулки ($t_2 = 3,3 (+0,2)$), мм;

Радіус закруглення r_1 або фаска $s_1 * 45^\circ$ (0,25 - 0,4), мм. h

= 8 – висота шпонки, мм;

$d = d_M = 40$ – діаметр вала під напівмуфтою, мм;

M_{\max} підставляється в Н·м;

$M_{\max} = 80,1$ Н·м

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b;$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Тоді:

$$l_p = 50 - 12 = 38 \text{ мм.}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{3M} = 0,56 * \sigma_{0,2};$$

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

$$[\sigma]_{3M} = 0,56 * 343 = 192,1.$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова $\sigma_{3M} \leq [\sigma]_{3M}$;

$$\sigma_{3M} = \frac{2 * 80,1}{40 * 38 * (8 - 5)} * 10^3 = 35 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{3M} = 35 \text{ МПа.} \leq [\sigma]_{3M} = 192,1 \text{ МПа,}$$

Умова виконується, дані розміри вибрані правильно.

Підп. і дата	
Інв. № одул.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № посл.	

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
38

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 * M_{\max}}{d * l * b} * 10^3 ;$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 * [\sigma]_{зм}$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 * 192,1 = 115,3.$$

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} ;$$

$$[\tau]_{зр} = \frac{2 * 80,1}{40 * 50 * 12} * 10^3 = 6,7 \text{ МПа.}$$

$\tau_{зр} = 6,7 \text{ МПа} \leq [\tau]_{зр} = 115,3 \text{ МПа}$, умова виконується.

5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (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. [1]

Вихідні дані:

Марка підшипників - 309 ДСТУ 20821-75 [6].

$d = d_n = 40$ мм - діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі.

$D = 100$ мм.

$B = 25$ мм.

$r = 2,5$ мм.

Маса, кг = 0,828.

$C = 52700$.

$C_0 = 22400$.

(Значення характеристик обраних підшипників взято з довідкової літератури)

Еквівалентне динамічне навантаження

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № посл.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № посл.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
39

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

де $F_r = R = 1034,2$ Н. - радіальне навантаження.

$F_a = T = 5227,1$ Н. - осьове навантаження.

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

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_T = 1$ (при $t \leq 100^\circ\text{C}$) - температурний коефіцієнт

$X = 0,6$; $Y = 0,5$ - коефіцієнти радіального та осевого навантаження, вибираються з довідкової літератури.

Отримуємо:

$$P = (0,6 * 1034,2 * 1 + 0,5 * 5227,1) * 1 * 1 = 3234,1 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = \left(\frac{52700}{3234,1}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 2500} = 28845 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} = 28845 \text{ год} \geq L_h = 20000 \text{ год} - \text{ умова виконується.}$$

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
Підп. і дата	Підп. і дата	Підп. і дата	Підп. і дата	Підп. і дата

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
40

6 Розділ з охорони праці

Тема: Закон України Про охорону праці

Закон "Про охорону праці" [5, 8] введено в дію з дня опублікування - 24 листопада 1992 року. Прийнятий Верховною Радою України 14 жовтня 1992 року (Згідно з Постановою N 2695-XII)

Зі змінами і доповненнями, внесеними Законами України від 13 грудня 2022 року N 2849-IX, Закон "Про охорону праці" складається з 9 розділів та преамбули.

Розділ I "Загальні положення". Складений з 4 статей (з 1 - 4 стат.)
Описуються поняття "охорона праці", "роботодавець", "працівник".
Вказується поширення дії цього Закону - на всіх фізичних та юридичних осіб, що наймають та працюють.

Також зазначається склад законодавства про охорону праці.

Розділ II "Гарантії прав на охорону праці". Зазначено 8 статей (з 5 - 12 стат.)

Передбачається інформування працівника про умови праці, а також про їх зміни; виплата компенсації при шкідливих умовах праці або в разі смерті працівника; забезпечення спеодягу та засобів індивідуального захисту, а також умов для осіб з інвалідністю, якщо підприємство використовує їх працю.

Розділ III "Організація охорони праці". Затверджено 12 статей (з 13 - 24 стат.)

Приведено обов'язки роботодавців та працівників.

Фінансування охорони праці здійснюється роботодавцем. Навчання, а також перевірка знань (що проходить за рахунок роботодавця) здійснюється 1 раз на 3 роки для всіх осіб, що обіймають посади.

Розділ IV - "Стимулювання охорони праці". Вказано 2 статті (з 25 - 26 стат.)

Йдеться про застосування економічного стимулювання, за участь у підвищенні рівня безпеки праці.

У випадку рятування потерпілих, ліквідації аварії, та заходів розслідування причин виникнення аварій, роботодавець зобов'язаний відшкодувати збитки.

ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.
ІНБ. № посл.	ІНБ. № докум.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № докум.	ІНБ. № докум.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
41

Розділ V - "Нормативно-правові акти з охорони праці". Містить 4 статі (з 27 - 30 стат.)

Роз'яснюються правила, норми, регламенти, положення, інструкції та інші документи, обов'язкові для виконання.

Розділ VI - "Державне управління охороною праці". Існує 7 статей (з 31- 37 стат.)

Роз'яснюються органи державного управління охороною праці: Кабінет Міністрів , центральний орган виконавчої влади, Рада міністрів АР Крим, місцеві державні адміністрації та органи місцевого самоврядування.

Повноваження об'єднань підприємств у галузі охорони праці.

Розділ VII - "Державний нагляд і громадський контроль за охороною праці". Об'єднує 5 статей (з 38- 42 стат.)

Обумовлено, що державний нагляд за додержанням законів здійснюють центральні органи виконавчої влади у сферах:

- охорони праці;
- ядерної та радіаційної безпеки;
- цивільного захисту;
- санітарно-епідемічного благополуччя населення.

Міститься громадський контроль за додержанням законодавства про охорону праці, що здійснюється професійними спілками.

Розділ VIII - "Відповідальність за порушення законодавства про охорону праці". Зіставлено 2 статті (з 43- 44 стат.)

Затверджено, що передбачається штраф за порушення законодавства про охорону праці.

Максимальний розмір якого, становить 5 % місячного фонду заробітної плати. Кошти з оплати штрафів надходять до Державного бюджету.

Відповідальність (за порушення законів) передбачається дисциплінарна, кримінальна, матеріальна, адміністративна.

Розділ IX. "Прикінцеві положення".

Засвідчується, що Закон набирає чинності з дня його опублікування.

Підп. і дата	
Інв. № докл.	
Взам. інв. №	
Підп. і дата	
Інв. № посл.	

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
42

7 Економічний розділ

Типи виробництва та їх техніко-економічна характеристика

Тип виробництва [4]- сукупність організаційно-технічних та економічних характеристик і особливостей сполучення факторів та елементів організації виробництва.

Основні властивості типів виробництва:

- масштаб;
- номенклатура;
- регулярність випуску продукції.

Масове виробництво: продукція виготовляється у великих кількостях, без зупину, тривалий проміжок часу (більш ніж 2 роки).

Характеризується виконанням однієї повторювальної операції, закріпленої за робочим місцем. Тип виробів стандартний, номенклатура вузька, широкий збут.

Прикладами такого типу виробництва є автомобілі, велосипеди, електродвигуни, трактори, тощо.

Використовується вузька спеціалізація робочих місць, а устаткування встановлене за ходом технологічного процесу виготовлення.

Серійне виробництво: виготовлення йде партіями деталей та серіями виробів (повторюється через визначені проміжки часу). Номенклатура розширена.

Характеризується виконанням повторювальних операцій (з деякою періодичністю). на більшій частині всіх робочих місць виробництва.

Прикладом є металорізальні верстати, насоси, компресори - машини зі сталим типом.

Серійне виробництво поділяють на дрібно-, середньо-, крупносерійне.

Крупно - серійне: Застосовується устаткування спеціального призначення (разом з універсальним).

Розташування устаткування відбувається за виготовленим предметом.

ІНБ. № посл.	Тип. і дата	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № одол.	Тип. і дата
--------------	-------------	--------------	--------------	-------------

ЗМ	Арк	№ докум.	Тип.	Дата
----	-----	----------	------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
43

Використовується спеціальний робочий інструмент, контрольні пристосування, калібри - граничні.

Розмір партії - кілька сотень деталей

Середньо - серійне: На розмір партії впливає тривалість процесу обробки, налагодження технологічного устаткування, календарні строки випуску заготовок.

Розмір партії - кілька десятків деталей.

Дрібно - серійне: Використовується універсальне устаткування (розташоване за типом верстата), універсальний вимірювальний інструмент, висококваліфіковані робітники.

Розмір партії - кілька одиниць деталей.

Одиничне виробництво - кількість виробів мала (індивідуальна); номенклатура широка.

Виготовлення майже не повторюється.

На робочих місцях виконуються різноманітні операції. Продукцією є машини не для широкого застосування (в основному важке машинобудування).

Приклади: гідротурбіни, унікальні верстати, прокатні стани та інше.[4]

ІНБ. № посл.	ІНБ. № парт.	Взам. ІНБ. №	ІНБ. № ододл.	ІНБ. № ододл.

ЗМ	Арк	№ докум.	ІНБ.	Дата

131.01.BP.000.00.ПЗ

Арк
44

Список використаних джерел

1. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : для студ. напряму 050502 «Інженерна механіка» спец. 6.050502 «Гідравлічні і пневматичні машини» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2015.

2. Основи конструювання машин [Електронний ресурс] : підручник / Ю. С. Рудь. — 2-ге вид., перероб. — Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д. О., 2015. — 492 с.

3. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 294 с.

4. В. Л. Дикань В. О. Маслова Підручник "Організація виробництва" - Харків: УкрДАЗТ, 2013. - 422 с.

5. Закон України від 14.10.1992 №2694 - XII "Про охорону праці". м.Київ,1992р.

URL:<https://ips.ligazakon.net/document/T269400?an=752300>

6. ДСТУ 20821-75. Підшипники кулькові упорно-радіальні.

7. ДСТУ ISO 8821:2006 Механічна вібрація. Балансування. Шпонкове з'єднання (ISO 8821:1989, IDT)

8. Левченко О. Г., Полукаров О.І. Охорона праці та цивільний захист – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.

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

10. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.

11. Rzebeaeva, N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzebeaeva, E. E. Rzebeaev. - Sumy : Sumy State University, 2016. - 205 p.

12. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.

13. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.

ІНБ. № докум.	
Взам. інб. №	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	
ІНБ. № докум.	

ЗМ	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

131.01.BP.000.00.ПЗ