

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

### “Відцентровий насос для перекачування гарячої води на теплових електростанціях”

зі спеціальності 6.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”

**Виконавець роботи**

Закоцьола Дмитро Романович

*прізвище, ім'я, по батькові*

\_\_\_\_\_  
*підпис, дата*

**Науковий керівник**

Герман Віктор Федорович

*прізвище, ім'я, по батькові*

к.т.н., доцент

*науковий ступінь, вчене звання*

\_\_\_\_\_  
*підпис, дата*

Суми 2020

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 6.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра

Закоцьола Дмитро Романович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Відцентровий насос для перекачування гарячої води на теплових електростанціях»

затверджена наказом по університету від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін здавання закінченої роботи 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса  $Q = 250 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 32 \text{ м}$ , частота обертів  $n = 1500 \text{ об/хв}$ , густина рідини  $\rho = 784 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса; опис конструкції вибраного насоса; гідравлічні розрахунки; розрахунки щодо вибору електродвигуна; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників, розділ з охони праці, економічне питання

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): мантажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса (всього 4 листа ф. А1)

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів для бакалаврської роботи	08.02 – 09.02.2020 р.	
2	Переддипломна практика. Охорона праці	10.02 – 08.03.2020 р.	
3	Обґрунтування і вибір конструктивної схеми насоса	11.02 - 16.02.2020 р.	
4	Опис конструкції вибраного насоса	17.02 - 19.02.2020 р.	
5	Гідравлічні розрахунки	22.02 - 26.02.2020 р.	
6	Складання звіту з практики	27.02– 01.03.2020 р.	
7	Вибір двигуна. Вибір кінцевого ущільнення насоса	20.04 - 30.04.2020 р.	
8	Механічні розрахунки	01.05 - 07.05.2020 р.	
9	Креслення робочого колеса	08.05 - 12.05.2020 р.	
10	Складальне креслення насоса	13.05 – 07.06.2020 р.	
11	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	08.06 – 16.06.2020 р.	

Дата видачі завдання – 07.02.2020 р.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_

Герман В. Ф.

(прізвище, ініціали)

## Реферат

Пояснювальна записка: 44 с., 8 рисунків, 1 таблиця, 15 літературних джерел.

Тема бакалаврської роботи – «Відцентровий насос для перекачування гарячої води на теплових електростанціях».

Графічні матеріали: 4 формату А1: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса (листи 1,2), креслення робочого колеса.

Мета роботи – розроблення насоса для котла утилізатора теплової електростанції.

Відповідно до поставленої мети:

- проведено аналіз і вибрано оптимальну конструктивну схему насоса;
- наведено опис конструкції насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун;
- розраховано сили, діючі на ротор;
- виконано механічні розрахунки вала і шпонкових з'єднань.

В економічній частині розглянута організація ремонту та обслуговування електронасосного агрегату.

В розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек та шкідливих факторів електронасосного агрегату К 250-32.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ЕЛЕКТРОДВИГУН, ВАЛ, МІЦНІСТЬ

## Зміст

Вступ	5
1 Аналіз конструктивних схем відцентрових насосів	6
2 Вибір оптимальної конструкції насоса	11
2.1 Визначення оптимальної конструктивної схеми	11
2.2 Опис конструкції насоса	12
3 Гідравлічні розрахунки	14
4 Розрахунки для вибору електродвигуна	22
5 Розрахунок осьової сили і вибір підшипника	23
6 Розрахунки на міцність	26
6.1 Розрахунок вала на статичну міцність	26
6.2 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом	28
7 Економічна частина	
Організація ремонту та обслуговування електронасосного агрегату	30
8 Розділ з охорони праці	
Аналіз потенційних небезпек та шкідливих факторів електронасосного агрегату К 250-32	33
Висновки	42
Список літератури	43

					<i>6.05050205.03БР.000.00 ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Закоцьола</i>				<i>Агрегат насосний К 250-32</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Перевірив</i>	<i>Герман</i>						4	44
<i>Реценз.</i>					<i>Пояснювальна записка</i>	<i>СумДУ, гр.ГМз-51с</i>		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Алексєєнко</i>							
<i>Затверд..</i>								

## Вступ

Насосне обладнання теплових електростанцій займає провідне місце серед допоміжного устаткування по встановленій потужності і різноманіттю застосовуваних конструкцій для різних умов роботи. У зв'язку з введенням в експлуатацію великих теплоенергетичних блоків розширився діапазон використання відцентрових і осьових насосів новітніх конструкцій. Техніко-економічні та експлуатаційні показники насосного устаткування теплових електростанцій (ТЕС) постійно вдосконалюються, конструктивно змінюються, модернізуються і при цьому створюються нові типи насосів.

У хімічних і нафтохімічних виробництвах насосні установки є одними з основних видів обладнання, надійна робота яких забезпечує безперервність технологічного процесу. Насосне устаткування використовують для перекачування рідин з різними фізико-хімічними властивостями (кислот і лугів у широкому діапазоні концентрацій, органічних продуктів, зріджених газів і т.п. ) при різних температурах. Рідини, що перекачуються, характеризуються різними температурами кристалізації, вибухобезпечністю, токсичністю, схильністю до полімеризації і налипання, змістом розчинених газів і т.д.

Практично все насосне устаткування, як правило, ремонтують силами підприємств, на яких виготовляють і майже весь необхідний обсяг запасних частин. Тому експлуатаційна надійність насосів у значній мірі залежить від кваліфікації персоналу і якості ремонтних робіт. На підприємствах приділяється велика увага удосконаленню експлуатації і ремонту насосного устаткування. Однак практичні досягнення в цьому ще недостатні, і за рідкісними винятками технічний і організаційний рівень ремонту значно нижче рівня виробництва відповідних машин. Внаслідок низької якості ремонту знижується ефективність використання насосного устаткування через простої, передчасний вихід його з ладу і високої вартості ремонту. Для запобігання цьому необхідно розробляти такі конструкції насосів, які була б простими та надійними у використанні та експлуатації.

# 1 Аналіз конструктивних схем відцентрових насосів

Типів відцентрових насосів багато. Незважаючи на принципову подібність конструкцій, відцентрові насоси різних типів мають ряд особливостей, що дозволяють експлуатувати їх у різних умовах.

Особливістю відцентрових насосів є: непульсуючий потік рідини; високий рівень їх пристосування до різних умов, завдяки застосуванню відповідних робочих коліс (рис. 1.1); практично необмежений вибір матеріалів; відсутність клапанів або інших вбудованих елементів; можливість роботи при закритій напірній лінії. Недоліками відцентрових насосів є обмежений діапазон подач і напорів; низький коефіцієнт корисної дії (ККД) при недовантаженнях і перевантаженнях, що залежить від режиму роботи; зниження ККД з ростом в'язкості рідини, що перекачується; залежність подачі від протитиску і опору системи; неможливість видалення повітря зі всмоктувальної лінії без спеціальних пристроїв.

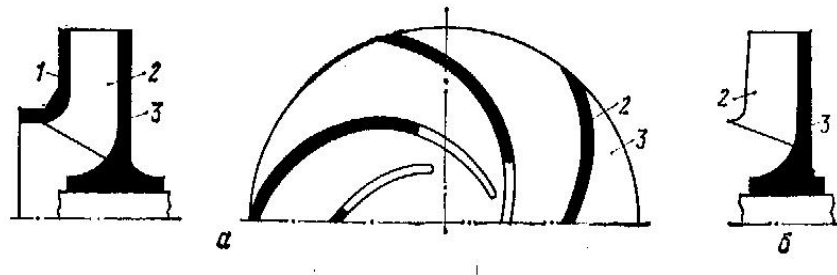


Рисунок 1.1 – Робочі колеса: 1-покривний диск; 2-лопать; 3-основний диск

Розглянемо принцип роботи відцентрових насосів (рис. 1.2) [13].

Рідина подається у вхідний патрубок насоса, а потім у робоче колесо, звідки під тиском лопаток, що обертаються, нагнітається у відвід. Тиск рідини на виході з насоса більший, ніж на вході. Під дією перепаду тисків частина рідини з напірної області перетікає у всмоктувальну, при цьому утворюються витоки. Для зменшення витоків і збільшення ККД насоса між робочим колесом і корпусом виконують малий зазор.

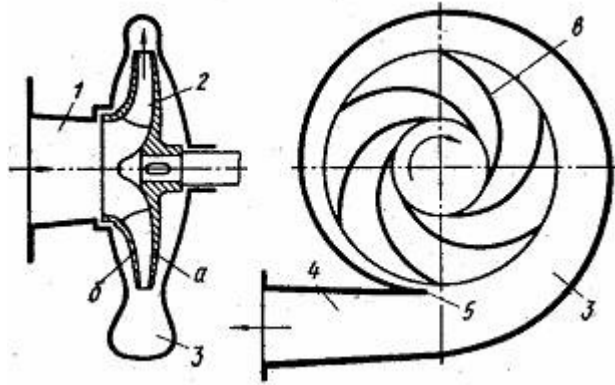


Рисунок 1.2 – Схема відцентрового насоса консольного типу:

1 – підвід рідини; 2 – робоче колесо (а – ведучий диск, б – ведений диск, в – лопаті) колеса; 3 – спіральний відвід; 4 – напірний патрубок; 5 – кромка спірального відводу

Характер потоку рідини в передній і задній пазухах між робочим колесом і корпусом різний, як різні площі переднього і заднього дисків, розміри пазух і розподіл тиску в них. У відводі тиск також розподіляється нерівномірно. Тому на робоче колесо будуть діяти осьова і радіальна сила, що сприймаються підшипниками.

Для зменшення осьової сили на зовнішній стороні дисків можуть бути виконані розвантажувальні лопаті, а на задній стороні – додатковий щілинний зазор. У випадку перекачування чистих рідин така система розвантаження виявляється довговічною, якщо не відбувається досить інтенсивної корозії металу. У випадку перекачування рідин з абразивними включеннями відбувається інтенсивне зношування щілинних зазорів і розвантажувальних лопаток. Тому обсяг витоків і, отже, значення ККД, а також осьова сила в процесі експлуатації можуть сильно змінюватись, що вимагає особливого підходу до конструкції і матеріалів насосів для рідин, що містять суспензії.

У місці виходу вала насоса з корпусу застосовують ущільнення різних конструкцій. Найпростіше і найбільш розповсюджене з них – сальникова набивка, що, однак, не виключає витоків рідини, тому що для нормальної роботи такого ущільнення необхідна певна подача рідини до сальника. Витоки зводяться



практично до нуля в конструкціях з торцевим ущільненням, що складніше сальникового і вимагає більш кваліфікованої експлуатації.

Конструктивна схема насоса – це реалізація того або іншого способу складання насоса з наявних окремих деталей і вузлів. Вид конструкції являє собою один з основних факторів, що визначають рівень експлуатаційних і виробничо-технологічних показників якості насоса в цілому.

Близько до поняття «конструктивна схема» насоса примикає поняття конструктивна схема насосного агрегату. Останнє твердження наочно ілюструється шляхом порівняння описаних нижче конструктивних схем насосів виду К і конструктивної схеми насосного агрегату виду КМ. Розроблювач насоса на цій стадії визначає спосіб компоновання насоса, насосного агрегату або установки, що приводить до мінімальних витрат для досягнення поставленої мети.

З урахуванням вище зазначених загальних положень зупинимося на короткому описі найпоширеніших конструктивних схем розглянутих машин.

Найбільш простою, а значить найбільш надійною та дешевою, є схема одноступеневого однопотокowego насоса (насосного агрегату). У рамках цієї групи машин можна виділити конструктивні схеми відцентрових насосів видів К та КМ, виготовлених у відповідності до стандарту ISO 2858.

Консольний одноступеневий однопотокowy насос, виконаний відповідно до стандарту ISO–2858, наведено на рис. 1.3 [4]. Основними позитивними якостями даної конструктивної схеми є. По-перше, вираш за масогабаритними характеристиками, у порівнянні з насосами виду К, в яких опорою є кронштейн.. По-друге, зменшення трудозатрат на технічне обслуговування – "розбирання-складання" може виконуватись без від'єднання напірного і всмоктувального трубопроводів, а, при відповідному конструктивному виконанні насосного агрегату, і без розцентрування корпусу насоса і його двигуна.

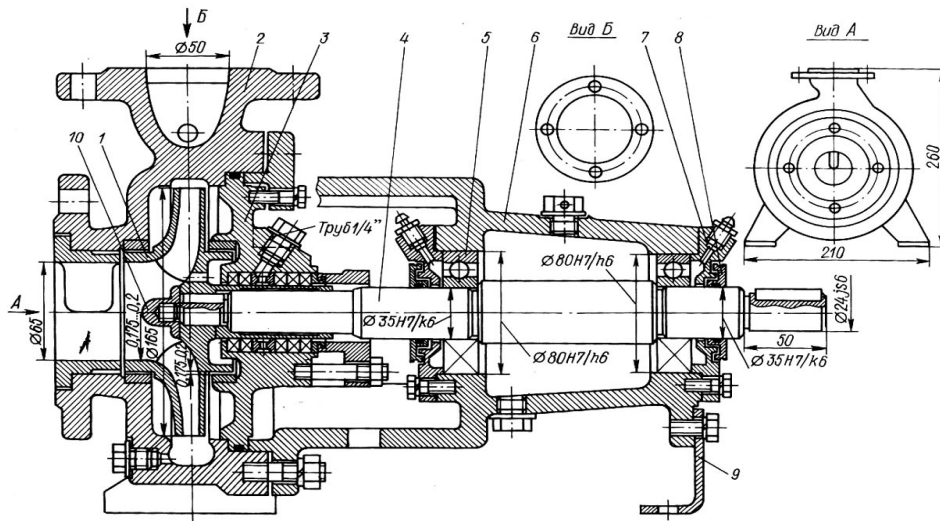


Рисунок 1.3 – Конструкція однопотокового одноступеневого відцентрового консольного насоса, виконаного у відповідності до стандарту ISO – 2858:

1 - робоче колесо; 2 – корпус; 3 – кришка; 4 – вал; 5 – підшипник; 6 - опорний корпус; 7 – штуцер; 8 - масловідбірне кільце; 9 - опорна стійка; 10 - обтічник.

По-третє, підвищення надійності у роботі – це виконання напірного патрубка кривоосьовим усуває наявність перекидного моменту, що діє на корпус насоса. По-четверте, поліпшення ремонтпридатності – стандартизованими є приєднувальні розміри і значення величин зовнішнього діаметра робочого колеса.

На рисунку 1.4 [1] наведена конструктивна схема насоса типу К. Порівняння конструктивних схем однопотокових одноступеневих відцентрових консольних насосів, виконаних за схемою типу К і за стандартом ISO-2858, приводить до наступних висновків. З одного боку, за всіма перерахованими вище показниками насос з конструктивною схемою за стандартом ISO-2858 має кращі показники, ніж насос конструктивної схеми типу К (насоса з опорою на корпус).

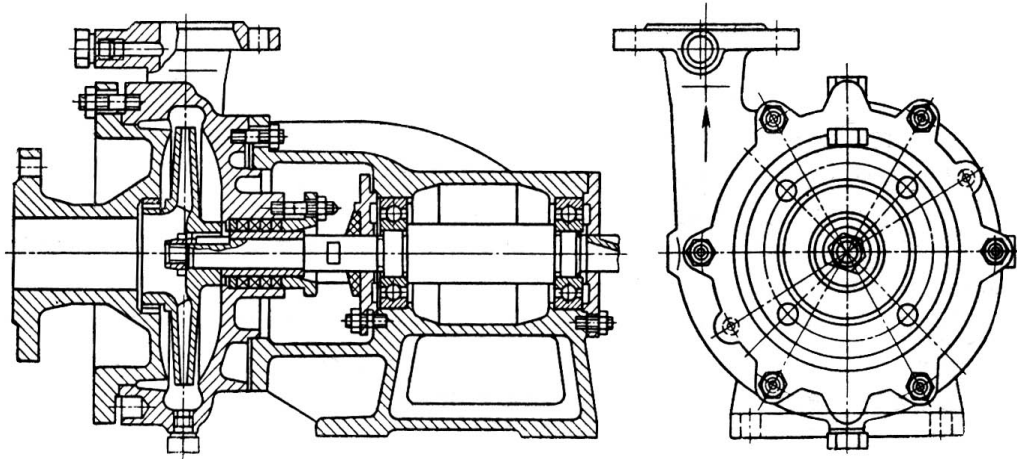


Рисунок 1.4 – Насос типу К [1]

Самостійним видом є конструктивна схема КМ – консольний моноблочний насосний агрегат (рис. 1.5) [1]. Термін "моноблочний" означає наявність загального вала у двигуна і насоса – робоче колесо насоса посаджене на консоль вала двигуна.

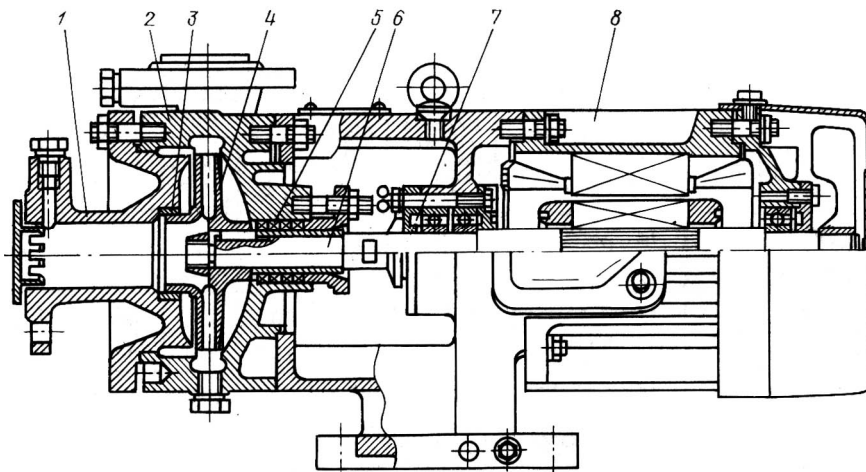


Рисунок 1.5 - Моноблочний насосний агрегат виду КМ: 1 - кришка вхідна, 2- корпус, 3- ущільнюоче кільце, 4- робоче колесо, 5- кінцеве ущільнення, 6-вал, 7-підшипник електродвигуна, 8- електродвигун.

## 2 Вибір оптимальної конструкції насоса

### 2.1 Визначення оптимальної конструктивної схеми

Для визначення оптимальної схеми насоса нам необхідно задати наступні дані:

- а) число ступенів  $i = 1$ ;
- б) кількість потоків  $j = 1$ ;
- в) коефіцієнт швидкохідності :

$$n_s = \frac{3,65n \cdot \sqrt{Q}}{60H^{\frac{3}{4}}}; \quad (2.1)$$

- г) кавітаційний коефіцієнт швидкохідності :

$$C = \frac{5,62n \cdot \sqrt{Q}}{h^{\frac{3}{4}}}; \quad (2.2)$$

- д) зовнішній діаметр робочого колеса :

для  $n_s < 100$  
$$D_2 = 19,1 \frac{\sqrt{2gH}}{n}; \quad (2.3)$$

для  $n_s > 100$  
$$D_2 = 19,2 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{6}} \frac{\sqrt{2gH}}{n}; \quad (2.4)$$

Розрахунки занесемо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

$n$ , об/хв	$n_s$	$D_2$ , м	$C$
1000	71,5	0,4786	652
1500	107	0,3244	667
3000	214,5	0,1821	9378

Провівши аналіз таблиці 1.1, можна зробити висновок, що з підвищенням  $n_s$  зменшуються розміри проточної частини насоса, але погіршуються кавітаційні якості (відбувається збільшення величини кавітаційного запасу), окрім цього погіршуються його динамічні властивості (збільшується вібрація).

У практиці насособудування значення коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  є основним критерієм, що визначає вид гідромашин. Існує чотири аспекти використання  $n_s$  у зазначеній якості: зв'язок коефіцієнта швидкохідності лопатевого насоса з максимальною величиною його досягнуто ККД, зв'язок оптимальної за ККД форми меридіанної проекції робочого колеса лопатевого насоса з абсолютною величиною його коефіцієнта швидкохідності, можливості попередньої оцінки габаритних показників робочого колеса лопатевого насоса залежно від його коефіцієнта швидкохідності, очікувана форма напірної і потужнісної характеристик лопатевого насоса залежно від його коефіцієнта швидкохідності.

Згідно проведеного аналізу вибираємо конструкцію насоса типу К, виготовлену за стандартом ISO 2858. Приймаємо частоту обертання насоса :  
 $n = 1500 \text{ об / хв}$ .

## 2.2 Опис конструкції насоса

Відцентровий насос типу К 250–32 (насос для гарячої води котла утилізатора) (рис. 2. 1) відноситься до допоміжного насосного обладнання ТЕС і призначений для транспортування живильної води з температурою до 533К (260°C) з барабану котла-утилізатора до секцій випарника. Це забезпечує безперервну примусову циркуляцію гарячої води у технологічній схемі теплової електростанції.

Насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий. Напірний патрубок розташований вертикально.

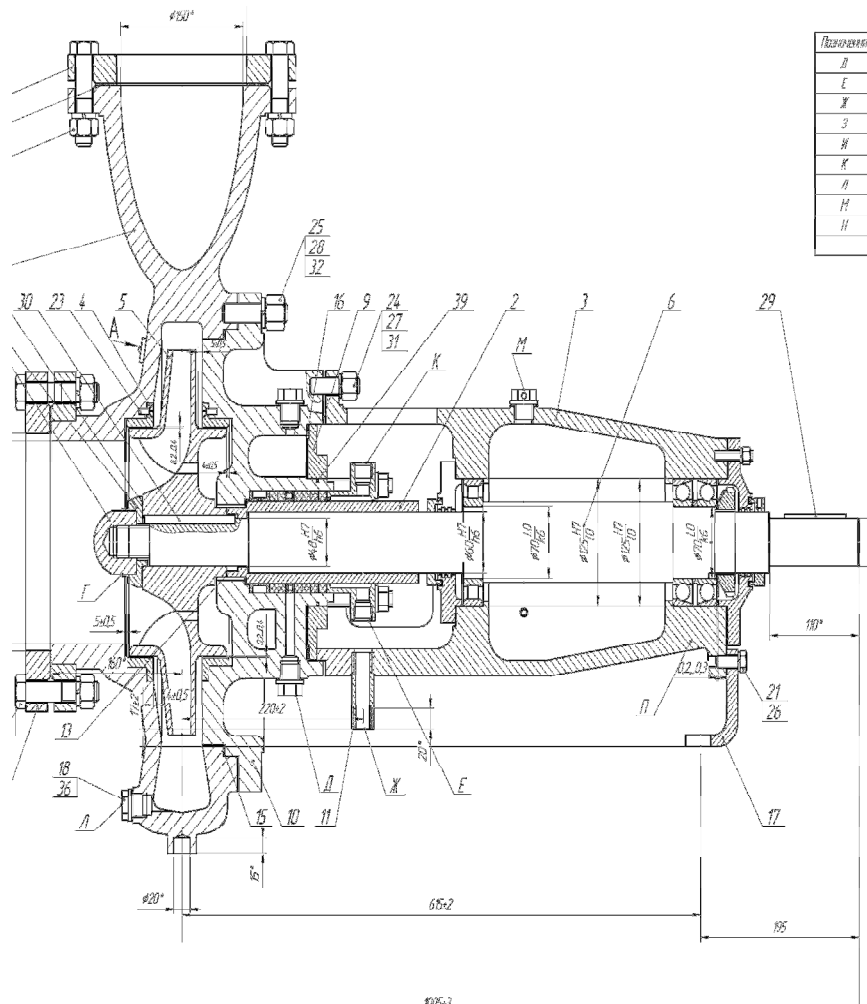


Рисунок 2.1 – Відцентровий насос для гарячої води К 250-32

Ротор насоса складається з вала, установленного у корпусі і робочого колеса, насадженого на вал за допомогою шпонки і закріпленого гайкою-фіксатором. Конструкція робочого колеса дозволяє розвантажувати осьові зусилля. Вал спирається на радіально-упорні і роликівий підшипники, які встановлені в опори, і сприймають кінцеві осьові та радіальні зусилля.

При застосуванні сальникових ущільнень в зону кільця гідрозатвору подається охолоджувальна рідина під тиском, який перевищує тиск перед ущільненням на величину 0,05–0,1 МПа.

Ротор насоса обертається в підшипникових опорах. Змащення підшипників рідинне (масло І-30А, І-50А).

### 3 Гідравлічні розрахунки

#### 1 Розрахунки для визначення розмірів робочого колеса

Розрахунки проводимо за методикою [5].

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p}}{60 \cdot \left(\frac{H_i}{i}\right)^{3/4}}, \quad (3.1)$$

де  $i$  – число ступеней;

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{250}}{60 \cdot 32^{0,75}} = 107,2.$$

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Суханова:

$$D_{1np} = k_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (3.2)$$

де  $k_{вх} = 3,5 \div 5,0$  – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Приймаємо  $k_{вх} = 4,75$ .

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{250}{3600 \cdot 1500}} = 0,17 \text{ м}.$$

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (3.3)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot (107,2)^{-2/3}} = 0,98.$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (3.4)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,17 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,9.$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (3.5)$$

$$\eta'_i = \frac{1}{1 + 820 \cdot (107,2)^{-2}} = 0,98.$$

Зовнішній механічний ККД знаходиться в межах  $\eta_m = 0,95 \div 0,99$ .

Для більшої потужності приймаємо значення  $\eta_m = 0,99$ .

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_\Gamma \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (3.6)$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,794.$$

Подача робочого колеса, м<sup>3</sup>/год:

$$Q_{p.k.} = \frac{Q_p}{\eta_o}; \quad (3.7)$$

$$Q_{pk} = \frac{250}{0,97} = 255,1 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_m = \frac{H_n}{\eta_\Gamma}; \quad (3.8)$$

$$H_m = \frac{32}{0,9} = 35,5 \text{ м}.$$

Потужність, споживана насосом, кВт:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q_p \cdot H_n}{3600 \cdot \eta}, \quad (3.9)$$

де  $\gamma$  – питома вага перекачуваної рідини;

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 255,5 \cdot 35,5}{3600 \cdot 0,794} = 31655,4 \text{ Вт} = 31,6 \text{ кВт}.$$

Приймаємо  $N = 35 \text{ кВт}$ .

В першому наближенні діаметр вала під робочим колесом, м, визначаємо із розрахунку на крутіння :



$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.10)$$

де  $M$  – крутний момент на валу насоса, Н·м;

$[\tau]$  – занижене допустиме напруження на крутіння, Па.

$$M = \frac{33 \cdot N}{\pi \cdot n}; \quad (3.11)$$

$$M = \frac{33 \cdot 35}{3,14 \cdot 1500} = 245,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приймаємо  $[\tau] = 200 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 245,2}{3,14 \cdot 200 \cdot 10^5}} = 0,048 \text{ м}.$$

В попередньому розрахунку приймаємо:

$$d_{\text{em}} = 1,5 \cdot d_{\epsilon}.$$

Орієнтуючись на відпрацьовані моделі робочих колес, приймаємо  $d_{\text{в}}=48\text{мм}$ ,  $d_{\text{вт}}=72\text{мм}$ .

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначаємо з виразу:

$$D_{\text{вп}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{em}}^2}; \quad (3.12)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{вп}}^2 + d_{\text{em}}^2}; \quad (3.13)$$

$$D_0 = \sqrt{172^2 + 72^2} = 205 \text{ мм}.$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо із рівняння суцільності, м/с:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot \pi \cdot D_{\text{вп}}^2}; \quad (3.14)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 255,5}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,172^2} = 3,15 \text{ м/с}.$$

Аналогічно швидкість із рівняння Руднева, м/с:

$$V_0 = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_{p.k.} \cdot n^2}; \quad (3.15)$$

$$V_0 = 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{255,5 \cdot 1500^2}{3600}} = 3,25 \text{ м/с}.$$

Приймаємо  $V_0 = 3,25$  м/с, а також значення діаметра середньої точки вхідної кромки лопаті

$$D_1 = 0,8 D_0; \quad (3.16)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 172 = 137,6 \text{ мм}.$$

В першому наближенні меридіанну швидкість на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймаємо:

$$V_{1m} = V_0.$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (3.17)$$

де  $\psi_1 = 1,15 \div 1,3$  – коефіцієнт стиснення потоку.

У першому наближенні приймаємо  $\psi = 1,2$ .

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.18)$$

де  $U_1$  – переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$V_{1u}$  – колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с. У відцентрових насосів консольного типу вона нульова ( $V_{1u} = 0$ ).

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,172 \cdot 1500}{60} = 13,345 \text{ м/с}.$$

$$\beta_{1r} = \text{arctg} \frac{3,9}{13,345} = 16,2^\circ.$$

З метою зменшення гідравлических втрат в області робочого колеса вводиться кут атаки  $\Delta\beta = 3 \div 8^\circ$ . Приймаємо  $\Delta\beta = 4,8^\circ$ .

$$\beta_1 = 16,2^\circ + 4,8^\circ = 21^\circ.$$

Кількість лопатей приймаємо рівним  $z = 7$ , а товщину лопаті на вході і виході  $S_1 = S_2 = 6 \text{ мм}$ .

Уточнюємо значення  $\psi_1$ :

$$\psi_1^2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2\pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}}; \quad (3.19)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 6}{3,14 \cdot 172 \cdot \sin 21^\circ}} = \frac{1}{0,828} = 1,208.$$

$$|\psi_1' - \psi_1| = |1,208 - 1,2| = 0,008 < 0,01.$$

Знайдені значення  $\beta_1$  и  $\psi_1$  знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 \div 30^\circ; \quad \psi_1 = 1,15 \div 1,3.$$

Ширина робочого колеса на вході із рівняння нерозривності, м:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m} \cdot 3600}; \quad (3.20)$$

$$b_1 = \frac{255,5}{3,14 \cdot 0,172 \cdot 3,9 \cdot 3600} = 0,0446 \text{ м} \approx 45 \text{ мм}.$$

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при  $z = \infty$ ) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $V_{1u} = 0$  и  $V_{2u} = 0,5U_2$ , м:

Для  $n_s > 100$

$$D_2 = 19,2 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{6}} \frac{\sqrt{2gH}}{n}; \quad (3.21)$$

$$D_2 = 19,2 \cdot \left( \frac{107,2}{100} \right)^{\frac{1}{6}} \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 32}}{1500} = 0,324 \text{ м}.$$

Кінцеве значення  $D_2$  визначають з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без врахування стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$V_{2m}' = (0,5 \div 1,0) \cdot V_{1m}'.$$

Приймаємо  $V_{2m}' = 1 \cdot V_{1m}' = 1 \cdot 3,9 = 3,9 \text{ м/с}.$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{\omega_1}{\omega_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}'}{V_{1m}'} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (3.22)$$

де  $\omega_1$  – відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$\omega_{2\infty}$  – відносна швидкість на виході із робочого колеса при  $z = \infty$ , м/с;

$\psi_2$  – коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса,

$$\psi_2 = 1,05 \div 1,1.$$

В першому наближенні приймаємо  $\psi_2 = 1,1$ .

$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\infty}} = 3,7 - 0,054n_s + 4 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \sqrt{b^2 - 4ac}; \quad (3.23)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\infty}} = 3,7 - 5,778 + 4,58 - 1,2 = 1,36.$$

$$\beta_2 = \arcsin \left( 1,36 \cdot \frac{1,1}{1,2} \cdot 1 \cdot \sin 21^\circ \right) = 25^\circ.$$

Колову швидкість на виході із робочого колеса визначаємо, використовуючи перетворене рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{lu} \cdot U_1}, \quad (3.24)$$

де  $H_{T\infty}$  – теоретичний напір робочого колеса при  $z = \infty$ .

$$H_{T\infty} = \frac{H}{i \cdot \eta_r \cdot k_z}, \quad (3.25)$$

де  $k_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка Майзеля-Стодоли:

$$k_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2, \quad (3.26)$$

де 
$$V_{2u\infty} = U_2 - \frac{V_{2m}}{tg\beta_2} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2'}{60} - \frac{V_{2m}}{tg\beta_2}.$$

$$k_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 1500 \cdot 0,324}{60}}{\frac{3,14 \cdot 1500 \cdot 0,324}{60} - \frac{3,9}{tg 25^\circ}} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 25^\circ = 0,75;$$

$$H_{T\infty} = \frac{390}{0,75 \cdot 0,9} = 47,41 \text{ м};$$

$$U_2 = \frac{3,9}{2tg 25^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,9}{2tg 25^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 47,1} = 29,98 \text{ м/с}.$$

Уточнене значення зовнішнього діаметра:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}; \quad (3.27)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 29,98}{3,14 \cdot 1500} = 0,382 \text{ м}.$$

Уточнюємо значення  $\psi_2$ :

$$\psi_2^s = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\sin \beta_2 \cdot \pi \cdot D_2}}; \quad (3.28)$$

$$\psi_2^c = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 6}{\sin 25^\circ \cdot 3,14 \cdot 382}} = 1,09;$$

$$|\psi_2' - \psi_2| = |1,09 - 1,1| = 0,01 = 0,01.$$

Знайдені значення  $\beta_2$  и  $\psi_2$  знаходяться в рекомендованому діапазоні  $\beta_{2opt} = 22^\circ - 30^\circ$ ;

$$\psi_2 = 1,05 - 1,1.$$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m} \cdot 3600}; \quad (3.29)$$

$$b_2 = \frac{255,5}{3,14 \cdot 0,382 \cdot 3,9 \cdot 3600} = 0,02183 \text{ м.}$$

## 4 Розрахунки для вибору електродвигуна

Потужність насоса при номінальному режимі при густині рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  дорівнює:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (4.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0714 \cdot 32}{1000 \cdot 0,794} = 28,23 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ед}} = K \cdot N; \quad (4.2)$$

де  $K$  – коефіцієнт, який враховує допустиме відхилення напору ( $K = 1,1 \div 1,3$ ).

Приймаємо  $K=1,1$ .

$$N_{\text{ед}} = 1,1 \cdot 28,23 = 31,05 \text{ кВт}.$$

При роботі насоса на гарячій рідині (вода при  $T=260^\circ\text{C}$ ), густина якої  $\rho = 784 \text{ кг/м}^3$  потужність насоса визначаємо за формулою (4.1):

$$N = \frac{784 \cdot 9,81 \cdot 0,0714 \cdot 32}{1000 \cdot 0,794} = 22,13 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ед}} = 1,1 \cdot 22,13 = 24,34 \text{ кВт}.$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4A180M4У3 [14], який має такі параметри:

Потужність – 30 кВт;

Напруга – 380/660 В;

Число обертів – 1500 об/хв;

## 5 Розрахунок осьової сили і вибір підшипника

Згідно [1] для деяких консольних насосів із всіх складових осьової сили необхідно враховувати лише осьову силу, що обумовлена різницею тисків на торцях вала. Осьову силу для консольних насосів орієнтовно можна розрахувати за залежністю :

$$T = K_a \frac{\pi}{4} (D_{y1}^2 - d_d^2) \gamma H ; \quad (5.1)$$

де  $K_a \approx 0,9$  при  $n_s = 100 \div 110$ ;  $D_{y1}$  – діаметр щілини між колесом та кільцем ущільнення ( $D_{y1} = 112 \text{ мм}$ );

$$T = 0,9 \frac{3,14}{4} (0,112^2 - 0,048^2) 784 \cdot 9,81 \cdot 32 = 1780 \text{ Н} .$$

Щоб запобігти зростанню осьової сили, не допускається знос ущільнень робочого колеса. Особливу увагу приділяють точності обробки покривного диску.

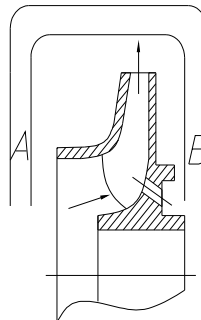


Рисунок 5.1 – Робоче колесо з отворами для врівноваження осьової сили

На рисунку 5.1 зображено вирівнювання тисків у порожнинах А та В за допомогою свердлення отворів у основному диску, або за допомогою відповідної труби (зображено штриховою лінією). В останньому випадку свердлення не виконують. При такому способі врівноваження ККД насоса знижується приблизно



на 3–5% через збільшення об'ємних втрат і зміни структури потоку на вході в робоче колесо.

Площу отворів або трубки необхідно вибрати згідно умови:

$$F_{mp}(\Sigma F_{oms}) = (4 \div 5) \pi \cdot D_{y1} \cdot \delta; \quad (5.2)$$

де  $D_y$  – діаметр ущільнення;

$\delta$  – зазор;

Зазор повинен бути у межах (0,2 – 0,4мм), приймаємо  $\delta = 0,35\text{мм}$ .

$$F_{mp}(\Sigma F_{oms}) = 4,5 \cdot 3,14 \cdot 0,112 \cdot 0,00035 = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Конструктивно приймаємо на кожну лопать по отвору, тобто отворів буде 7.

$$5,5 \cdot 10^{-4} = 7 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot d_{oms};$$

$$d_{oms} = 10\text{мм}.$$

При цьому способі невірноважними залишаються осьові сили  $T_1$  та  $T_2$ , де  $T_1$  – сила, що враховує аварійний знос ущільнень,  $T_2$  – динамічна сила, зумовлена натіканням потоку на колесо та зміною напрямку осьового потоку на радіальний.

$$T_1 = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right); \quad (5.3)$$

$$T_2 = B \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0; \quad (5.4)$$

де  $B = 1$  - для радіальних колес.

$$T_1 = 3,14 (0,191^2 - 0,056^2) \cdot 784 \cdot 9,81 \frac{30^2}{8 \cdot 9,81} \left( \frac{0,191^2}{0,191^2 - 0,056^2} \ln \frac{0,191^2}{0,056^2} + \frac{0,191^2 + 0,056^2}{0,191^2} - 2 \right) = 827H;$$

$$T_2 = 1 \cdot \frac{9,81 \cdot 784 \cdot 0,0714}{9,81} \cdot 3,25 = 182H.$$

Тоді сумарна осьова сила дорівнює  $\approx 1000H$ .

Тобто розрахунок вибору підшипника необхідно провести на умовне навантаження  $Q = 1000H$ . Еквівалентне динамічне навантаження розраховуємо за формулою:

$$Q = \Sigma T \cdot k_{\sigma} \cdot k_m \cdot k_{\rho}; \quad (5.5)$$

де  $k_{\sigma}$  – коефіцієнт, який враховує характер навантаження ( $k_{\sigma} = 1,5$ );

$k_m$  – коефіцієнт, який враховує температурний режим ( $k_m = 1,4$ );

$k_{\rho}$  – коефіцієнт, який враховує бажану довговічність ( $k_{\rho} = 1$ );

$$Q = 1000 \cdot 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2100H.$$

Згідно [7] вибираємо підшипник 46114.

## 6 Розрахунки на міцність

### 6.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [8].

Для визначення напруги у перерізах вала побудуємо епюри згинальних моментів (рис. 6.1).

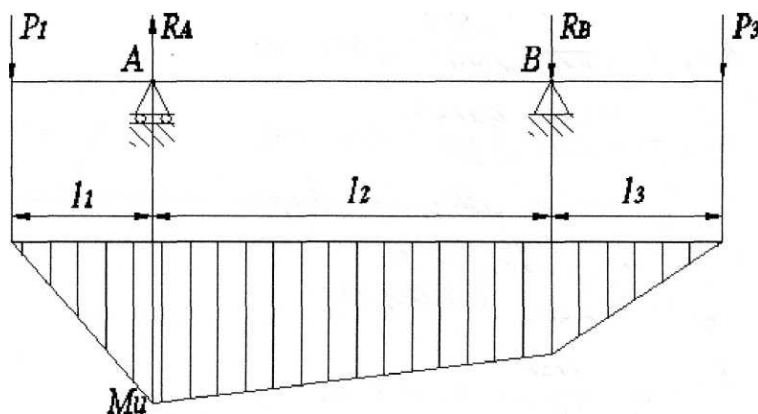


Рисунок 6.1 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перерізі А :

$$M_u = P_1 l_1; \quad (6.1)$$

$$P_1 = 204 \text{ Н}; \quad l_1 = 0,434 \text{ м};$$

$$M_u = 204 \cdot 0,434 = 89 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.2)$$

де  $N$  – міцність насоса;  $N=30,0$  кВт.

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{30,0}{1496} = 192 \text{ Нм}$$

Момент опору перерізу вала в точці А :

$$W_u = 0,1d^3, \quad (6.3)$$

де  $d = 70$  мм – діаметр вала під підшипником.

$$W_u = 0,1 \cdot 0,07^3 = 43,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (6.4)$$

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,07^3 = 86,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}, \quad (6.5)$$

$$\sigma = \frac{89}{43,3 \cdot 10^{-6}} = 2,06 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 2 \text{ МПа},$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (6.6)$$

$$\tau_{KP} = \frac{192}{86,6 \cdot 10^{-6}} = 2,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,2 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{EKB} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{KP}^2}, \quad (6.7)$$

$$\sigma_{EKB} = \sqrt{2,0^2 + 3 \cdot 2,2^2} = 4,3 \text{ МПа}.$$

Матеріал вала – Сталь 40 Х;

Межа текучості  $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$ .

Запас міцності по межі текучості :

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ЭKB}}, \quad (6.8)$$

$$n_T = \frac{650}{4,3} = 151.$$

Умова міцності виконується.

## 6.2 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку :

Матеріал вала – Сталь 40 X

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 650 \text{ МПа}$ .

Матеріал шпонки – сталь 45.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 350 \text{ МПа}$ .

Матеріал колеса – 12X18Н9ТЛ.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 195 \text{ МПа}$ .

$M_{KP} = 192 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм :

$b \times h \times l = 14 \times 9 \times 110$ .

При розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначальною є напруга зминання :

$$\sigma_{CM} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (6.9)$$

где  $l_p$  - робоча довжина шпонки;

$t_1$  - глибина пазу вала;

$h$  - висота шпонки;

$d$  - діаметр валуа.

$d = 48 \text{ мм}$ ;

$l_p = l - e = 110 - 8 = 102 \text{ мм}$ ;

$t_1 = 5,5 \text{ мм}$ ;

$h = 9 \text{ мм}$ .

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 192}{0,048 \cdot 0,102 \cdot (0,009 - 0,0055)} \approx 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,4 \text{ МПа}.$$

Напругу змінання, що допускається, обчислюємо для матеріалу (колесо), яке має найнижчу межу текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.10)$$

Для матеріалу вала

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 195 = 109,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{CM} < [\sigma_{CM}].$$

Умова міцності на змінання виконується.

## **7 Економічна частина**

### **Організація ремонту та обслуговування електронасосного агрегату**

#### *Ремонт насоса.*

Для підтримання експлуатаційних якостей за період терміну служби насос піддається поточним і середньому ремонтам [15].

1. Поточний ремонт являє собою мінімальний по обсягу робіт вид ремонту, при якому забезпечується нормальна експлуатація насоса до чергового планового ремонту.

Критерієм проведення поточного ремонту є не регульований витік через ущільнення вала, температура підшипників вище 80°C, рівень вібрації від 7,1 мм/з до 11,2 мм/с.

Під час поточного ремонту, при необхідності, виконується промивання підшипників і повна заміна змащення або поповнення змащення в підшипниках, виконується заміна сальникової набивки.

При необхідності, проводиться центрування агрегату.

Заміна сальникової набивки виконується на місці експлуатації без розбирання насоса.

Для видалення старого набивання необхідно відвернути гайки кріплення фланця натискного і зняти його, вийнявши втулку, що складається з двох половин, послідовно витягти два кільця набивання, кільце гідрозатворне та інші два кільця набивання.

2. Критерієм середнього ремонту є зниження напору ( ККД) насоса до такого ступеня, коли економічно вигідно виконати відновлення або заміну окремих деталей насоса для відновлення його експлуатаційних характеристик. Під час середнього ремонту виконується огляд і заміна щілинних кілець робочого колеса , а також роботи, що входять в обсяг поточного ремонту.

Після заміни деталей ротора, його необхідно відбалансувати.

3. Вказівки про заміну змащення в підшипниках кочення.

3.1 Поповнювати змащення в підшипниках необхідно проводити через 350 – 500 годин. Повну заміну змащення виконувати через 3000 – 4000 годин

(приблизно 1 раз у рік), при цьому видалити старе змащення і промити підшипники.

3.2 Промити підшипники необхідно в 6 % розчині будь-якої мінеральної олії з уайт-спіритом ДСТ 3134 – 78 або бензині, а місце установки підшипників у кронштейні – уайт-спіритом і просушити. Вільний обсяг підшипників і кришок заповнити за допомогою масельничок пластичним змащенням ЦИАТИМ– 221 або Литол– 24. Витрата змащення на один підшипник – 0,15 кг.

#### *Технічне обслуговування.*

Технічне обслуговування при зберіганні проводиться тільки при закінченні встановленого терміну консервації. При цьому перевірити і при необхідності провести переконсервацію насоса.

Передбачаються наступні види технічного обслуговування:

- повсякденне;
- періодичне ( не рідше одного разу в 3 місяці );

1 Обслуговування агрегату повсякденне :

- провести зовнішній огляд, переконатися у відсутності течі у фланцевих з'єднаннях. Бруд і сторонні предмети на насосі не допускаються;
- додати змащення в підшипники в міру необхідності. Переконатися у відсутності шуму і підтікання в підшипникових вузлах;
- стежити за подачею замикаючої рідини до ущільнення насоса, перевірити величину витоку через ущільнення. Припинити подачу замикаючої рідини можна після зупинки насоса;
- при погіршенні роботи ущільнення варто зупинити насос, розібрати ущільнення і при необхідності замінити ущільнення або деталі. Витік рідини назовні через ущільнення повинен бути у вигляді краплинного струмка;
- переконатися у відсутності нагрівання підшипників. Температура підшипників не повинна перевищувати 70°C.

2 Обслуговування агрегату періодичне.



Обслуговуючий персонал повинен знаходитись біля агрегату на відстані 1 м від його контуру не більш 15 хв у зміну ( 8 годин ) при наявності індивідуальних засобів захисту органів слуху.

Інший час обслуговуючий персонал повинен знаходитись у приміщенні, що задовольняє вимогам ДСТ12.1.012 – 90.

При роботі агрегату через рівні проміжки часу, але не рідше одного разу в 5 днів, необхідно записувати у вахтовий журнал наступні параметри :

- а) тиск на вході в насос;
- б) тиск на виході з насоса;
- в) струм двигуна.

Крім цього періодичне ТО включає :

- виконання робіт повсякденного обслуговування. Необхідно переконатися у відсутності шуму, підтікання змащення в підшипникових вузлах;

- підтягування всіх кріпильних з'єднань. Заміну змащення проводити 1 раз у 6 місяців ( першу заміну виконати через 500 годин роботи насосного агрегату).

Перевірити центрування агрегату.

*Примітка.* Усі роботи необхідно виконувати при відключеному двигуні.

Після відпрацювання встановленого ресурсу потрібно виконати капітальний ремонт.

## **8 Розділ з охорони праці**

### **8.1 Аналіз потенційних небезпек та шкідливих факторів електронасосного агрегату К 250-32**

При розробці технологічної та проектно-конструкторської документації на насос К 250-32 і облаштуванні робочих місць повинні бути виконані вимоги діючих стандартів, норм і правил по забезпеченню безпеки працюючих при монтажі (демонтажі), введенні в експлуатацію, при експлуатації й ремонтах агрегату.

Небезпечними і шкідливими виробничими факторами (фізичними і хімічними) відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» для К 250-32 можуть бути:

*- при обслуговуванні агрегату під час роботи:*

- 1) поверхні муфти, які обертаються;
- 2) підвищена температура поверхонь складових частин агрегату (насоса, двигунів) - до 75° С;
- 3) підвищений рівень шуму в робочій зоні - 107 дБа;
- 4) підвищений рівень вібрації - 4,5 мм/с;
- 5) підвищене значення напруги в електричному ланцюзі живлення електроустаткування, замикання якої може відбуватися через тіло людини - 600 В;
- 6) підвищений рівень статичної електрики;
- 7) підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони;

*- при монтажі й ремонтах агрегату:*

- 1) рухомі машини та механізми; рухомі частини виробничого обладнання; вироби, заготовки, матеріали, що рухаються.
- 2) підвищена загазованість повітря робочої зони;
- 3) підвищена або знижена температура поверхонь деталей;
- 4) гострі кромки, заусенці на поверхнях обладнання, деталей, інструмента;

- 5) підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- 6) попадання на шкіряний покрив або слизисті оболонки працюючих консерваційних мастил, змазок, розчинників.

На стадії розробки конструкторської документації повинна бути забезпечена безпека конструкції агрегату відповідно до вимог ГОСТ 12.2.003-91 «Устаткування виробниче. Загальні вимоги безпеки»:

- надійність й міцність її елементів;
- вибір матеріалів, які не діють небезпечно й шкідливо на організм людини, не створюють пожежонебезпечні ситуації;
- вибір електрообладнання, комплектуючого агрегат, у вибухонебезпечному виконанні;
- виконанням заземлюючих затискачів на кришках насоса й маслобака для приєднання до заземлюючого пристрою з метою забезпечення електростатичної іскробезпеки;
- виконанням із бронзи відбійників, які утворюють щілинні ущільнення зі сталевими деталями підшипникових опор;
- установкою захисних огорожень жорсткої конструкції, щоб виключити можливість дотику при обслуговуванні агрегату до обертаючих поверхонь муфти, відкритих ділянок вала насоса;
- вимогою при обробці деталей притупляти гострі кромки, видаляти заусенці;
- вибором конструкції й розташуванням стропових пристроїв, схем стропування з урахуванням маси й розташуванням центра ваги складових частин і складальних одиниць агрегату масою більше 16 кг;
- виключенням можливості на всіх заданих режимах при роботі агрегату:
  - 1) викидів робочої, охолоджуючої й мастильної рідин;
  - 2) ослаблення або роз'єднання кріплень складальних одиниць і деталей.

Для запобігання можливості впливу на працюючих при експлуатації агрегату небезпечних і шкідливих факторів необхідна розробка виробничо-технологічної документації, обладнання робочих місць повинно виконуватися відповідно до вимог діючих стандартів, норм і правил по забезпеченню безпеки при виконанні кожного з видів робіт, передбачених техпроцесами по обслуговуванню, монтажу й ремонту агрегату або його складових частин.

При будівництві, розширенні, технічному переоснащенні, модернізації, реконструкції об'єктів, де застосовується агрегат, повинна залучатися проектна організація для розробки проекту прив'язки устаткування до промислових площ замовника відповідно до вимог діючих стандартів, норм, правил і розробка посібника із забезпечення безпеки працюючих.

Проектом насосної установки з метою забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу повинно бути передбачена:

- установка агрегату з урахуванням зручного й безпечного обслуговування при експлуатації й ремонтах. Відстані до іншого устаткування повинні відповідати діючим нормам;

- облаштування робочих місць і постів керування відповідно до вимог ГОСТ 12.2. 044-80;

- установка контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматики для контролю за роботою насоса й двигуна відповідно до вказівок у їхній експлуатаційній документації;

- відвід зовнішнього витоку через кінцеві ущільнення насоса, злив перекачуваної рідини при спорожнюванні насоса повинен бути організований за закритою схемою в безнапірну ємність;

- заземлення агрегату відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-81.

- теплоізоляція огороження поверхонь насоса, температура яких може перевищувати 318K (45°C), у місцях можливого дотику працюючих;

- стики фланцевих з'єднань трубопроводів з напірним і вхідним патрубками насоса й труби розвантаження з насосом повинні бути закриті кожухами (з агрегатом не поставляються);

- виконання вимог по електробезпеці згідно правил улаштування електроустановок (ПУЕ);

- виконання вимог по забезпеченню пожежної безпеки відповідно до ГОСТ 12.1.004-91;

- виконання прокладки трубопроводів таким чином , щоб навантаження на патрубки не перевищували значень, наведених в експлуатаційній документації агрегату;

- установка кнопок індивідуального включення (відключення) агрегата за межами обладнання або в таких місцях, щоб була виключена можливість випадкового натискання на них.

Споживачем на місці експлуатації для забезпечення безпеки персоналу при обслуговуванні агрегату повинні виконуватися наступні вимоги:

- до монтажу, експлуатації й ремонту насосного агрегату повинен допускатися кваліфікований персонал, ознайомлений з експлуатаційною документацією агрегату і який має досвід роботи з насосним обладнанням;

- не допускати запуск і роботу агрегату у випадках:

- 1) при незаповненому перекачуванім середовищем насоса;
- 2) при температурі масла в маслобаку нижче 25 °С;
- 3) при тиску на вході в насос більшому, ніж зазначено в паспорті агрегату;
- 4) без підключення контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматики, передбачених проектною документацією насосної установки;
- 5) без приєднання агрегату (двигунів, нагрівачів і насоса) до заземлюючого пристрою;
- б) без установки кожухів і захисного огородження муфти:

- при виникненні аварійної ситуації або виявленні несправностей, які можуть призвести до аварії (при цьому агрегат необхідно зупинити);

- усунення помічених неполадок у роботі агрегату на місці його установки виконувати тільки при зупиненому й відключеному від мережі двигуні з використанням інструменту з неіскроутворюючого матеріалу при

ударах і терті;

- періодичні огляди агрегати (на які потрібно не більше 15 хвилин через кожні 72 години безперервної роботи) із застосуванням індивідуальних засобів захисту органа слуху;

- частини насосної установки, які становлять небезпеку для обслуговуючого персоналу, повинні бути пофарбовані в сигнальні кольори й позначені знаками безпеки відповідно до ДСТУ ISO 6309:2007;

- при монтажі, експлуатації й ремонтах агрегату забезпечувати засоби пожежної безпеки й протипожежного захисту відповідно до ГОСТ 12.1.004-91; вантажно-розвантажувальні роботи в процесі монтажу й ремонтів агрегату робити відповідно до загальних вимог безпеки процесів переміщення вантажів і проведенням вантажно-розвантажувальних робіт згідно ГОСТ 12.3.009 із застосуванням підйомно-транспортних засобів необхідної вантажопідйомності. Агрегат у зборі і його складові частини стропувати відповідно до знаків транспортного маркування й по схемах, наведених в експлуатаційній документації.

При роботі агрегату необхідно проводити його технічне обслуговування відповідно до вимог, виконувати міри безпеки і дотримуватися експлуатаційних обмежень.

Зупинка працюючого агрегату може здійснюватися автоматично (при спрацьовуванні захистів системи автоматики) оператором із щита керування або за допомогою кнопки по місцю.

Включення в роботу агрегату, що перебуває в резерві, здійснюється автоматично.

При виникненні аварійних ситуацій агрегат необхідно зупинити, визначити несправність і виконати поточний ремонт відповідно до вказівок.

Аварійна зупинка агрегату здійснюється:

- при порушеннях у роботі двигуна, зазначених у його експлуатаційній документації;

- при підвищенні температури підшипників насоса й двигуна вище 80 °С (автоматично);
- при падінні тиску на вході в насос (автоматично);
- при різкому збільшенні витоків через кінцеве ущільнення насоса;
- при порушенні герметичності насоса, рознімних з'єднань насоса з допоміжними трубопроводами;
- з появою шумів, невластивих нормально працюючому агрегату;
- з появою диму в зоні установки агрегату;
- при різкому зростанні вібрації підшипникових опор насоса й інших випадків виникнення аварійних ситуацій.

При роботі агрегату повинне проводитися його технічне обслуговування з періодичним контролем. Періодичний контроль за працюючим агрегатом повинен включати зовнішній огляд агрегату не рідше одного разу в трое діб з перевіркою.

- без застосування засобів вимірів (візуальним або органолептичним методами):

1) герметичності насоса, рознімних з'єднань насоса з допоміжними трубопроводами (допускається тільки організований витік через кінцеві ущільнення насоса не можуть перевищувати  $3 \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{год.}$  ( $83 \times 10^{-9} \text{ м}^3/\text{сек}$  ));

2) рівня шуму (відсутність стукотів, шумів, невластивих нормально працюючому агрегату);

3) вібрації корпусів підшипникових опор насоса (не можуть перевищувати 4,5 мм/с);

4) справності контрольно-вимірювальних приладів;

- із застосуванням штатних приладів і засобів вимірів:

1) температури підшипників насоса й двигуна (не повинна бути вище 75 °С);

2) параметрів роботи насоса (тиск на вході не повинен перевищувати 1,6 МПа);

3) параметрів роботи двигуна (відповідно до вказівок у його експлуатаційній документації).

Контрольовані параметри роботи насоса, двигуна а також наробіток агрегату в годинах повинні заноситися в спеціальний журнал.

Контроль наробітку необхідний для визначення строків виводу агрегату в ремонт і своєчасне проведення робіт з його технічного обслуговування.

Технічне обслуговування агрегату повинне включати:

- через 300-400 год. наробітку первісну заміну змащення;
- через 4000 год. наробітку:
  - 1) перевірку затягування гайок фундаментних шпильок;
  - 2) перевірку центрування валів насоса й двигуна;
  - 3) контроль віброшумового стану агрегату із застосуванням переносних засобів вимірів.
  - 4) заміну (поповнення) змащення в підшипниках насоса.

Перед виконанням будь-яких операцій, пов'язаних з поточним ремонтом, агрегат повинен бути зупинений, двигун від'єднаний від мережі, всі поверхні насоса й двигуна охолоджені до температури не більше 60 °С.

Розбирання агрегату (часткове або повне) здійснюється для виконання операцій, пов'язаних з технічним обслуговуванням або поточним ремонтом .

Перед розбиранням агрегат повинен бути виведений з резерву.

При розбиранні й складанні агрегату необхідно керуватися вказівками експлуатаційної документації двигуна та насоса, дотримуючись при цьому наступних загальних правил проведення робіт:

- перед розбиранням підготувати:
  - 1) площадку для укладання складальних одиниць і деталей (із чистою дерев'яною поверхнею або покритої паронітом, картоном і т.п.);
  - 2) необхідний слюсарний і вимірювальний інструмент;
  - 3) протиральні матеріали (дрантя, уайт-спирит і т.п.);



- 4) вантажопідйомні засоби;
- 5) необхідну технічну документацію;
- 6) необхідні спеціальний інструмент і пристосування, що поставляють із агрегатом;

при виконанні робіт з розбирання необхідно :

- 1) оберігати складальні одиниці, що знімають, і деталі від забоїн, подряпин й інших ушкоджень, особливо на посадкових й ущільнювальних поверхнях. При наявності незначних дефектів робити ретельне зачищення ушкоджених місць;
- 2) позначати взаємне положення однакових, симетричних і деталей, що сполучають при цьому нанесення міток на посадкових, ущільнювальних і стикових поверхнях категорично забороняється.

Зборка агрегату проводиться відповідно до вказівок експлуатаційної документації насоса й експлуатаційної документації покупних виробів, виконавши наступні підготовчі роботи:

- підготувати необхідний слюсарний і вимірювальний інструмент, пристосування, протиральні й мастильні матеріали, вантажопідйомні засоби, необхідну технічну документацію;
- промити, протерти й (при можливості) продути стисненим повітрям всі складальні одиниці й деталі насоса. Переконатися у відсутності на них дефектів. Дефектні деталі відремонтувати або замінити новими.
- уважно оглянути й при необхідності замінити ущільнювальні гумові кільця й прокладки;
- проконтролювати стан робочих поверхонь графітових кілець торцевих ущільнень: дефекти у вигляді тріщин, відколів не допускаються. При необхідності кільця притерти або замінити новими.
- зібрати ротор і перевірити биття відповідно до вимог;
- при заміні деталей ротора або ремонті, пов'язаному зі зміною їхньої маси, необхідно зробити динамічне балансування ротора відповідно до вимог;

При виконанні складальних робіт дотримуватись наступних правил:

- при заміні ушкоджених деталей запасними або знову виготовленими переконуватися в їхній повній взаємозамінності;
- сполучати мітки (де вони є), що позначають взаємне положення деталей;
- робочі поверхні графітових кілець торцевих ущільнень знежирювати уайт-спиритом, не допускаючи влучення його на гумові кільця;
- посадкові поверхні, поверхні деталей, що утворюють щільні ущільнення різьблення змазувати спеціальною пастою.

Агрегати можуть транспортуватися будь-яким видом транспорту (крім морського) відповідної вантажопідйомності за умови їхнього надійного закріплення й дотримання правил перевезень, що діють на даному виді транспорту.

Час транспортування не більше 10 % від терміну дії консервації.

Умови зберігання 2(С) відповідно до ГОСТ 15150-69.

Умови зберігання електроустаткування - відповідно до вимог документації на його поставку. При необхідності зберігання комплектуючого агрегату виробів вище терміну дії консервації необхідно виконати переконсервацію відповідно до вказівок в експлуатаційній документації.

Висновки:

Обслуговуючий персонал може знаходитися біля працюючого агрегату К 250-32 не більше 15 хвилин в зміну при наявності індивідуальних засобів захисту органів слуху, оскільки рівень звукової потужності в робочій зоні складає 93дБа. Це і є найбільш шкідливим фактором.

Найбільшою потенційною небезпекою є підвищене значення напруги в електричному ланцюзі живлення електроустаткування (6000 В).

Негативно на здоров'ї людини може сказатися вібрація від працюючого агрегату (середнє квадратичне значення віброшвидкості 4,3 мм/с).

Можливість ураження іншими факторами є меншою, оскільки забороняється обслуговуючому персоналу підходити до контуру ввімкненого агрегату на відстань менше 1м.

## **Висновки**

В бакалаврській роботі розроблено відцентровий насос К 250-32, призначений для перекачування гарячої вода при температурі до  $T=260^{\circ}\text{C}$ .

Проведені гідравлічні розрахунки та розрахунки на міцність.

За результатами виконаних розрахунків можна зробити висновки, що всі вузли та деталі агрегату, що проектується, відповідають умовам міцності.

В економічній частині розглянута організація ремонту та обслуговування електронасосного агрегату.

В розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек та шкідливих факторів електронасосного агрегату К 250-32.

Обсяг графічного матеріалу – 4 аркуші ф. А1.

## Список літератури

1. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва: Машиностроение, 1977. – 288 с. .
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора - машиностроителя: в 3-х т. Т.2.- 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1979. - 576 с.
3. Малюшенко В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энергия, 1975. – 280 с.
4. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
5. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
6. Рахмилевич З. З. Насосы в химической промышленности : справ. изд. / З. З. Рахмилевич. – Москва : Химия, 1990. – 240 с.
7. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 543 с.
8. Биргер Н.А. Расчет на прочность деталей машин М. : Машиностроение, 1979 г.
9. ГОСТ 22247-96. Насосы центробежные консольные для воды.
10. Охорона праці: техніка безпеки : навчальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. – Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.
11. ГОСТ 12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
12. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.
13. Схема відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://www.shevchenkove.org.ua/person\\_syte/Lusak/%D0%93%D0%86%D0%94%D0%A0%D0%9E%D0%9F%D0%A0%D0%98%D0%92%D0%9E%D0%94/Dokument](http://www.shevchenkove.org.ua/person_syte/Lusak/%D0%93%D0%86%D0%94%D0%A0%D0%9E%D0%9F%D0%A0%D0%98%D0%92%D0%9E%D0%94/Dokument)

/Lekzia/%D0%9B%D0%B5%D0%BA%D1%86%D1%96%D1%8F%20%E2%84%96  
3.htm

14. Трехфазные асинхронные электродвигатели серии 4А. Справочник  
[Электронный ресурс]. – Режим доступа :

[http://www.eti.su/articles/spravochnik/spravochnik\\_1809.html](http://www.eti.su/articles/spravochnik/spravochnik_1809.html)

15. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів :  
навчальний посібник / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко,  
С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 152 с.