

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

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

«Розробка консольного насосного агрегату типу ЦН на  
параetri: подача  $Q=250 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H=20 \text{ м}$ , кавітаційний  
запас  $NPSHR=3\text{м}$ »

зі спеціальності

**131.04** «Інженерна механіка» (спеціалізація «Гідравлічні  
машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Кучеренко Нікіта Валерійович

---

*підпис, дата*

Науковий керівник

Асистент, кандидат технічних наук

Лугова Світлана Олегівна

---

*підпис, дата*

2020

Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки  
Спеціальність 131–«Прикладна механіка»  
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та  
гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Прикладної гідроаеромеханіки

\_\_\_\_\_ Ковальов І.О.

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**

**до випускної роботи бакалавра студенту**

Кучеренко Нікіти Валерійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка консольного насосного агрегату типу ЦН на параметри: подача  $Q=250$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H=20$  м, кавітаційний запас  $NPSHR=3$ м»  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 31.05.2018 р.
3. Вихідні дані до проекту:  
подача насоса  $Q = 250$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H = 20$  м, частота обертів  $n = 1450$  об/хв., густина  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):  
гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, складальне креслення ротору, робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення РК.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 102 сторінки, 23 рисунки, 19 таблиць, 9 літературних джерел.

Тема бакалаврської роботи: «Розробка консольного насосного агрегату типу ЦН на параметри: подача  $Q=250 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H=20 \text{ м}$ , кавітаційний запас  $NPSHR=3\text{м}$ ».

Графічні матеріали: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, складальне креслення ротору, робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення РК.

Об'єкт розробки – агрегат АЦН 250-20 призначений для перекачування рідини в технологічних системах.

Обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса, розроблені елементи проточної частини.

Виконані гідравлічні розрахунки проточної частини і гідродинамічних сил в насосі, виконані розрахунки підшипників. Вибрано кінцеве ущільнення і тип двигуна. Виконані розрахунки на міцність.

В розділі охорони праці розглянуто питання: основні методи та засоби пожежогасіння.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

## Зміст

с.

Технічне завдання

Реферат

Вступ.....	7
1 Загальна характеристика насосів типу К .....	8
2 Технічні характеристики .....	11
3 Опис конструкції насоса ЦН 250-20 .....	13
4 Гідравлічні розрахунки.....	15
4.1 Розрахунки по обґрунтуванню та вибору конструктивної схеми насоса.....	15
4.2 Розрахунок та проектування робочого колеса.....	17
4.2.1 Визначення основних геометричних параметрів .....	18
4.2.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....	22
4.2.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо .....	23
4.2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини .....	24
4.2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку .....	25
4.2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса....	25
4.2.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей .....	28
4.2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса .....	29
4.2.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса .....	30
4.2.10 Методика побудови меридіанного перерізу .....	31
4.2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті .....	34

					131.04BP.000.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		Лит.	Лист	Листов
Розроб.		Кучеренко						
Перев.		Лугова					4	102
Рециз.		Колісніченко				СумДУ, ГМ-61		
Н. Контр.		Алексєнко						
Затверд.								

4.2.12 Профілювання лопаті .....	39
4.2.13 Послідовність профілювання циліндричної лопаті.....	39
5 Розрахунок і проектування спірального відводу .....	48
Виконано за типовою методикою [2].....	48
5.1 Визначення діаметра початкової окружності $D_3$ і ширини входу в спіраль $b_3$ .....	49
5.2 Визначення нахилу бокових стінок.....	49
5.3 Визначення кута охоплення спіралі в плані.....	50
5.4 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{сп,расч}$ .....	51
5.5 Визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$ .....	52
5.6 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$ .....	54
5.7 Визначення площі проміжних перетинів (від 0 до 8).....	55
5.8 Побудова плану спіралі .....	55
5.9 Розрахунок і проектування дифузійної ділянки .....	56
5.10 Проектування моделі корпусу .....	58
6. Гідравлічні розрахунки.....	59
6.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса.....	59
6.2 Визначення радіальної сили.....	62
6.3 Розрахунок насоса на кавітацію.....	63
7 Вибір кінцевого ущільнення .....	64
7.1 Вибір типу ущільнення.....	64
7.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні .....	65
8 Розрахунки по вибору двигуна .....	66
8.1 Вибір двигуна.....	66
8.2 Розрахунок пускового моменту характеристик.....	67
9 Механічні розрахунки.....	69
9.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	69

9.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	70
10 Розрахунок на міцність.....	73
10.1 Розрахунок вала на статичну міцність.....	73
10.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом.....	77
11 Технологічний розділ.....	79
11. 1 Характеристика типу виробництва.....	79
11. 2 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса.....	80
11.2.1 Технологічність деталі .....	81
11.2.2 Вибір заготовки та способу її отримання.....	83
12 Розділ Охорони праці.....	85
12.1 Правила безпечної експлуатації насосів типу К.	85
12.2 Кострукція і безпечна експлуатація запірної арматури.....	90
12.3 Дії обслуговуючого персоналу під час пожежі.....	95
Висновки .....	101
13. Література.....	102

## Вступ

Темою бакалаврської роботи : «Розробка консольного насосного агрегату типу ЦН на параметри: подача  $Q=250 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H=20 \text{ м}$ , кавітаційний запас  $NPSHR=3\text{м}$ ». В ході даної роботи будуть проведені гідравлічні розрахунки робочого колеса, розрахунки на міцність елементів насоса, та перегляд конструкції насоса - з метою покращення економічності.

Агрегат АЦН 250-20:

АЦН – агрегат відцентрового насосу;

250 – Подача в  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

20 – Напір в м.

Умовне зображення:

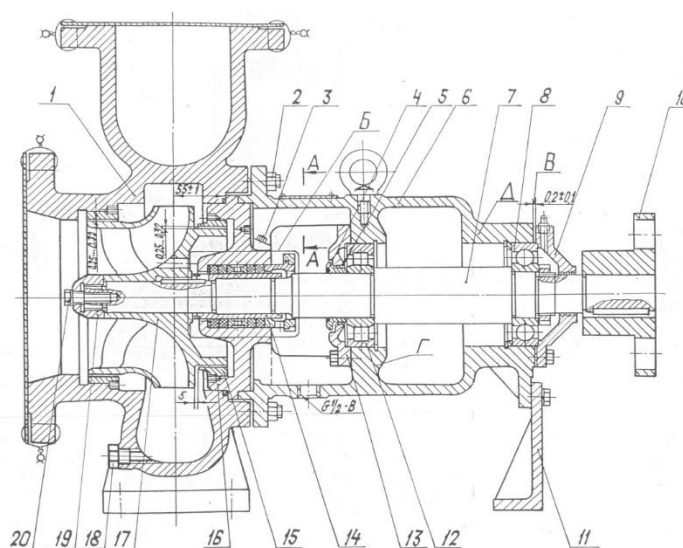


Рисунок 1 – Насос відцентровий типу К:

- 1- корпус; 2- гайка; 3- пробка; 4- кільце; 5- відбійник; 6- кронштейн;  
7- вал; 8- підшипник; 9- кришка; 10- напівмуфта насоса; 11- стійка;  
12- підшипник; 13- кришка; 14- гільза захисна; 15- кільце щілинне;  
16- корпус сальника; 17- колесо робоче; 18- пробка; 19- гайка; 20- болт;  
21- кільце; 22- набивка сальника; 23- втулка; 24- фланець натискний;  
25- кільце гідрозатвор

## 1 Загальна характеристика насосів типу К

Насосі типу К - насоси відцентрові, горизонтальні, одноступінчаті, з осьовим входом, ущільненнями сальникового типу, з підшипниками кочення, з приводом від електродвигуна.

Насоси типу К і агрегати електронасосні, на їх основі призначення для перекачування води і рідин, що мають схожі з водою властивості по в'язкості і хімічній активності з температурою до 358 До (85°C).

Насоси типу К призначені для перекачування води в системах водопостачання промислових і комунальних об'єктів, застосовуються також для зрошування і осушення земель.

Групу насосів для холодної й гарячої води типу К - прийнято називати консольними насосами [4]. Консольні - це класифікаційна ознака насосів по конструктивному виконанню, до яких відносяться різні по типу рідини, що перекачуються, насоси (НК - нафтові консольні, Гр - ґрунтові, ПР - піскові, Х, АХ - хімічні і т.д.).

Консольні насоси типу К - відцентрові насоси з одnobічним осьовим підведенням рідини до робочого колеса, яке розташоване на валу консольно. Завдяки своїй конструкції ці насоси широко застосовуються у всіх галузях промисловості, комунальному й сільському господарстві, де необхідний розв'язок завдань водопостачання, опалення, водовідведення та ін.

Консольні насоси, які застосовуються для перекачування хімічних рідин різної активності, замість К позначаються як Х, АХ, АХО і т.д. В рідинах, що транспортуються консольними насосами типу К, допускається вміст твердих часток до 0,1 % і розміром до 0,2 мм.

Ущільнення вала насоса - одинарне або подвійне сальникове. Допускається установка торцевого ущільнення. Найбільший надлишковий тиск, що допускається, на вході в насос, для насосів з м'яким сальником до 0,35 МПа

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

131.04ВР.000.00 ПЗ

Лист

8

Зм. Лист № док. Підпис Дата



Перв. примен.

(3,5 кгс/см<sup>2</sup>), з торцевим ущільненням до 0,6 МПа (6,0 кгс/см<sup>2</sup>). Матеріал деталей проточної частини - сірий чавун. У конструкції насосів передбачені отвори для відводу витоків води через сальникове (торцеве) ущільнення.

Насоси виготовляються з подачею від 3 до 480 м<sup>3</sup>/год і напором від 3,5 до 125 м.

При з'єднанні консольного насоса з електродвигуном використовується пружна муфта. Насос разом із двигуном розташовані на опорній плиті або на звареній рамі.

Основним конструктивним елементом насоса є робоче колесо . Основне призначення робочого колеса полягає в передачі енергії від обертаючого вала до рідини. Робоче колесо складається з наступних основних елементів: передній або ведений диск; задній або ведучий диск; лопаті, які розташовані між дисками.

Консольні насоси можуть бути як із закритим робочим колесом, так і з відкритим та напіввідкритим робочим колесом. Насоси із закритим колесом можуть застосовуватися, як для перекачування чистих, так і забруднених рідин.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

9

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

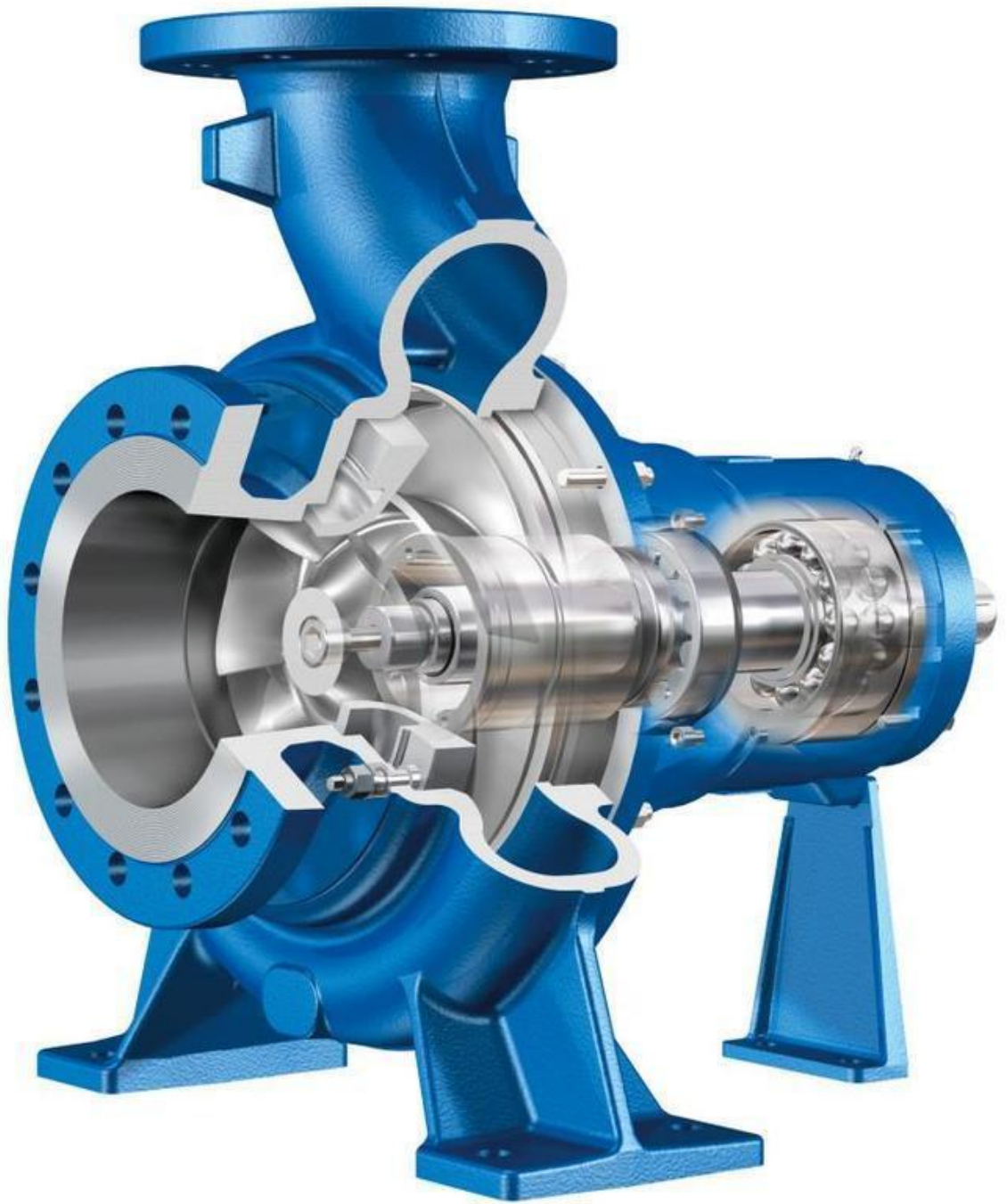


Рисунок 1.1 – Насос типу К

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

10

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцдл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

## 2 Технічні характеристики

### 2.1 Технічні характеристики агрегата електронасосного АЦН 250-20

#### Насос ЦН 250-20

Подача, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /год)	0,0695 (250)
Напір, м	20
Тиск на вході в насос, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,2 (2)
Допустимий кавітаційний запас, м	3
Частота обертання, с <sup>-1</sup> (об/хв)	24,17 (1450)
Потужність насоса (ρ=1000 кг/м <sup>3</sup> ), кВт	18
Потужність агрегата (ρ=1000 кг/м <sup>3</sup> ), кВт	19
Температура перекачуваної рідини °С, не більше	85

#### Двигун

Двигун АМУ180S4

Потужність, кВт	22
Напруга, В	220/380
Частота обертання (синхр), с <sup>-1</sup> (об/хв)	24,17 (1450)

**2.2 Середовище перекачування насосом:** вода (окрім морської), конденсат водяного пара та інші рідини, які схожі за густиною, в'язкістю та хімічною активністю з водою.

131.04ВР.000.00 ПЗ

Лист

11

Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Перв. примен.

Справ. №

### 2.3 Середовище для охолодження кінцевого ущільнення насосу:

Технічна вода або конденсат, або хімічно обезсолена вода.

Температура, °С, не більше 40

Витрата, м<sup>3</sup>/с (м<sup>3</sup>/год), не більше 0,139·10<sup>-5</sup> (0,5)

Тиск, МПа (кгс/см<sup>2</sup>)  $p_{вх}+0,1(p_{вх}+1)$

### 2.4 Середовище для змащування підшипників насоса:

Середовище для змащування підшипників насоса: змазка пластинчата ЦИАТИМ – 221.

Подпись и дата

Инв. № дцдл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

12

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

### 3 Опис конструкції насоса АЦН 250-20

Агрегат електронасосний АЦН 250-20 складається з насосу, плити фундаментної, муфти, огороження та двигуна.

Насос, двигун та огороження встановлені на загальній плиті.

Насос ЦН 250-20 – відцентровий, горизонтальний, консольний з осьовим підводом рідини та спіральним-радіальним відводом, патрубок якого направлений вертикально вгору, а вісь патрубка перетинає вісь насосу. Напрямок обертання ротора насоса проти годинникової стрілки, якщо дивитись зі сторони вхідного патрубка.

Насос ЦН 250-20 – одноступеневий. Його статорна частина складається з корпусу з встановленими в ньому щілинним кільцем, торцевого ущільнення та кронштейна, а роторна частина – з вала з встановленим на ньому робочим колесом, та втулки. Робоче колесо насажене на шпонку, та зафіксоване в осьовому напрямку гайкою-обтікачем. Опорами вала є підшипники, які розташовані в кронштейні.

За допомогою стійки та лап, виконаних на корпусі, насос встановлюється на фундаментній плиті.

Принцип роботи насоса складається в перетворенні підведеної до нього механічної енергії від зовнішнього джерела (двигуна) у гідравлічну енергію потоку рідини.

Робоча рідина через вхідний патрубок потрапляє в насос. В результаті взаємодії між лопатями обертаючогося робочого колеса та потоком рідини відбувається перетворення енергії приводу в енергію потоку. В спіральному відводі відбувається перетворення енергії потоку рідини в енергію тиску.

Зі спірального відводу рідина потрапляє у напірний трубопровід (технологічну лінію).

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

13

Зм. Лист № док. Підпис Дата

Перв. примен.

Розвантаження ротора від осьових гідравлічних сил забезпечене використанням ущільнення робочого колеса, вирівнювання тисків перед та після колеса виконується через перепускную трубку. Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення.

Змазка підшипників ОМТІ – рідка.

В якості приводу насоса застосовуються асинхронний двигун АМУ180S4.

Передача крутного моменту від двигуна до насоса здійснюється втулково-пальцеву муфтою (МПВП), з огороженням.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцдл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

131.04ВР.000.00 ПЗ

Лист

14

## 4 Гідравлічні розрахунки

### 4.1 Розрахунки по обґрунтуванню та вибору конструктивної схеми насоса

Для вибору конструктивної схеми насоса проведено деякі розрахунки, які занесені в таблиці 4.1, 4.2, 4.3.

Скористаємося формулами[4]:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q}{j}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (4.1)$$

$$C_{кр} = \frac{5,62n\sqrt{\frac{Q}{j}}}{\left(\frac{\Delta h_{дон}}{R}\right)^{3/4}} \quad (4.2)$$

$R = 1 \div 1,3$  (Приймаємо  $R=1,2$ )

$$D_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH_{cm}}}{n} \quad (4.3)$$

де

$$H_{cm} = \frac{H}{i} \quad (4.4)$$

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6} \quad (4.5)$$

де  $n_s$  – коефіцієнт швидкохідності;

$n$  – частота обертів, об/хв;

$Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с;

$j$  – кількість потоків рідини;

$H$  – напір, м;

$i$  – кількість ступеней;

$C_{кр}$  – кавітаційний коефіцієнт швидкохідності;

$\Delta h_{доп}$  – допустимий кавітаційний запас, м;

$R$  – коефіцієнт запасу;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса, м;

$H_{ст}$  – статичний напір, м.

Таблиця 4.1- Розрахунки при  $n=1000$  об/хв

$i$	$j$	$\frac{5,62n}{(\frac{\Delta h}{R})^{3/4}}$	$C_{кр}$	$H_{cm} = \frac{H}{i}$	$\frac{3,65n}{(\frac{H}{i})^{3/4}}$	$n_s$	$m_2 = 19,2(\frac{n_s}{100})^{1/6}$	$D_2$
1	1	2826,7	744,9	20	385,9	101,7	19,2	0,381
1	2		526,7	20	385,9	71,9	18,2	0,360
2	1		744,9	10	649	171	21	0,294
3	1		744,9	6,66	879,7	231,8	22	0,253

Таблиця 4.2- Розрахунки при  $n=1450$  об/хв

$i$	$j$	$\frac{5,62n}{(\frac{\Delta h}{R})^{3/4}}$	$C_{кр}$	$H_{cm} = \frac{H}{i}$	$\frac{3,65n}{(\frac{H}{i})^{3/4}}$	$n_s$	$m_2 = 19,2(\frac{n_s}{100})^{1/6}$	$D_2$
1	1	4098,7	1080,1	20	559,6	147,5	20,5	0,280
1	2		763,7	20	559,6	104,3	19,3	0,264
2	1		1080,1	10	941,1	248	22,3	0,216
3	1		1080,1	6,66	1275,6	336,2	23,5	0,185



Таблиця 4.3- Розрахунки при  $n=3000$  об/хв

i	j	$\frac{5,62n}{(\frac{\Delta h}{R})^{3/4}}$	$C_{кр}$	$H_{cm} = \frac{H}{i}$	$\frac{3,65n}{(\frac{H}{i})^{3/4}}$	$n_s$	$m_2 = 19,2(\frac{n_s}{100})^{1/6}$	$D_2$
1	1	8480,1	2234,7	20	1157,8	305,1	23,1	0,153
1	2		1580,2	20	1157,8	215,7	21,8	0,144
2	1		2234,7	10	1947,2	513,1	25,2	0,118
3	1		2234,7	6,66	2639,2	695,5	26,5	0,101

На основі проведених даних розрахунків вибираємо конструктивну схему насоса: Насос консольний одноступеневий однопоточний, з частотою обертання  $n=1450$  об/хв,  $n_s = 147,5$ ,  $D_2 = 280$  мм. Конструктивна схема насоса залишається незмінна, збільшувати частоту обертання не має сенсу, тому що забезпечення кавітаційного запаса здійснюється відцентровим робочим колесом ( $C_{кр} = 1000$ ), а при значенні  $n_s = 147,5$  діаметр робочого колеса відповідає діаметру колеса насоса що підлягає модернізації. Вибір цієї конструкційної схеми в подальшому може дозволити залишити деякі деталі насоса незмінними.

#### 4.2 Розрахунок та проектування робочого колеса

Виконано за типовою методикою [2].

При проектуванні лопатевих насосів однією з важливих та трудомістких задач є профілювання робочого колеса, особливо проектування його лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним є профілювання лопатей методом конформного відображення, яке є універсальним, наочним та широко застосовуваним на практиці.

Даний розділ містить методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса відцентрового насоса, загальні правила

профілювання лопатей методом конформного відображення, докладний порядок профілювання лопаті.

Основні розрахункова та графічна роботи з проектування робочого колеса містять такі розділи:

- Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.
- Побудову меридіанного перерізу робочого колеса.
- Підготовку меридіанного перерізу колеса для профілювання лопаті.
- Побудову координатної сітки на розгортці циліндра.
- Профілювання середньої лінії лопаті на розгортці циліндра.
- Побудову середньої лінії лопаті у плані.
- Виконання теоретичного та робочого креслень відцентрового колеса.

#### 4.2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис.

4.1.

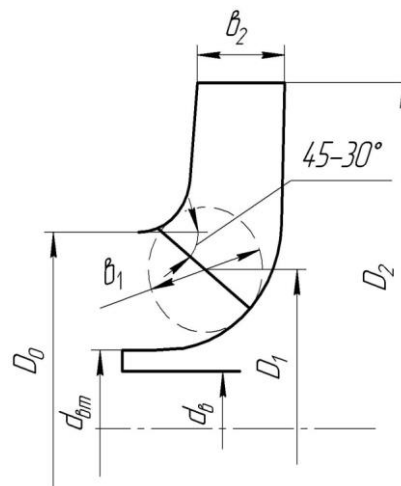


Рисунок 4.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове;
- густина перекачуваної рідини:  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- подача:  $Q=250 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $69,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ );
- напір:  $H=20 \text{ м}$ ;
- частота обертання:  $n = 1450 \text{ об/хв.}$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot Q^{0.5} \cdot i^{0.75}}{60 \cdot H^{0.75} \cdot j^{0.5}} \quad (4.6)$$

де  $i=1$  - кількість ступенів насоса;  $j=1$  – кількість потоків насоса.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1450 \cdot 250^{0.5} \cdot 1^{0.75}}{60 \cdot 20^{0.75} \cdot 1^{0.5}} = 147$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600 \cdot n}} \cdot 10^3, \quad (4.7)$$

де  $K_{вх} = 3,25 - 5,0$  – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{250}{3600 \cdot 1450}} \cdot 10^3 = 182 \text{ (мм)}$$

Подача робочого колеса:

$$Q_{р.к.} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (4.8)$$

де  $\eta_{06}$  – об'ємний ККД, що визначається за формулою:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \left( \frac{A}{\sqrt[3]{n_s^2}} \right)} \quad (4.9)$$

Де  $A = 9.041 - 0.192 n_s + 0.001474 n_s^2 - 3.9 \cdot 10^{-6} n_s^3$ ;

$$A = 9.041 - 0.192 \cdot 147 + 0.001474 \cdot 147^2 - 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot 147^3 = 0,27$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + \left( \frac{1.53}{\sqrt[3]{147^2}} \right)} = 0,99$$

$$Q_{р.к} = \frac{250}{0,99} = 252,53 \text{ (м}^3\text{/год)} = 71 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

Повний ККД:

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{м}, \quad (4.10)$$

де  $\eta_{г}$  – гідравлічний ККД;

$\eta'_{м}$  – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{м}$  – зовнішній механічний ККД.

Гідравлічний ККД:

$$\eta_{г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{inp}} - 0,172)^2} \quad (4.11)$$

$$\eta_{г} = 1 - \frac{0,42}{(\log 182 - 0,172)^2} = 0,90$$

Механічний ККД:

$$\eta_{м} = \frac{1}{1 + \left( \frac{B}{n_s^2} \right)} \quad (4.12)$$

Перв. примен.  
Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Перв. примен.

$$\text{де } B = 165.3 + 3.32 n_s - 0.01206 n_s^2;$$

$$B = 165.3 + 3.32 \cdot 148 - 0.01206 \cdot 148^2 = 393$$

$$\eta_M = \frac{1}{1 + \left(\frac{393}{148^2}\right)} = 0,98$$

$$\eta = 0,99 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 0,87$$

Потужність, споживана насосом, визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta}, \quad (4.13)$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 250}{3600 \cdot 0,87} = 15,7 \cdot 10^3 \text{ (Вт)}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} \quad (4.14)$$

$$H_T = \frac{20}{0,9} = 22,2 \text{ (м)}$$

Критический кавитационный запас, м:

$$\Delta h_{кр} = 4 \sqrt{\left(\frac{5,62 \cdot \sqrt{Q}}{60 \cdot C_{кр}}\right)^3} \quad (4.15)$$

де  $C_{кр} \leq 1000$ , приймаємо  $C_{кр} = 1000$

$$\Delta h_{кр} = 4 \sqrt{\left(\frac{5,62 \cdot 1450 \cdot \sqrt{250}}{60 \cdot 1000}\right)^3} = 1,774$$

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

#### 4.2.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала визначається з розрахунку на кручення за формулою:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (4.16)$$

де  $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$  – крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$  – максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_k] = 6$  МПа – занижене максимальне напруження на кручення.

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 15,7 = 17,3 \cdot 10^3 \text{ (Вт)}$$

$$M = \frac{17,3 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 1450} = 114 \text{ (Н·м)}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 114 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 6}} = 46,2 \text{ (мм)}$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного значення в більшу сторону:  $d_B = 48$  (мм).

Діаметр втулки, орієнтовно вибираємо з виразу:

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,4) \cdot d_B \quad (4.17)$$

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,4) \cdot 48 = 58 \div 68 \text{ (мм)}$$

Приймаємо  $d_{BT} = 68$  (мм).

### 4.2.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, визначається з виразу:

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{inp}}^2 + d_{\text{em}}^2} \quad (4.18)$$

$$D_0 = \sqrt{182^2 + 68^2} = 194(\text{мм})$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{\text{р.к}}}{3600\pi(D_{\text{inp}}^2)} \quad (4.19)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 71}{3600 \cdot 3,14 \cdot (0,182^2)} = 2,749(\text{м/с})$$

Далі задаємося положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 30-45° до осі насоса.

Орієнтовно  $D_1$  беруть таким, що дорівнює  $D_1 = 0,95 \cdot D_0 = 185(\text{мм})$ .

У першому наближенні меридіанну складову швидкості  $V'_{1m}$  без урахування стиснення потоку лопатями беремо такою, що дорівнює  $V_0$ .

При вході потоку на лопать, меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається виразом:

$$V_{1m} = k_1 V'_{1m}, \quad (4.20)$$

де  $k_1 = 1,15 - 1,30$  – коефіцієнт стиснення потоку на вході.  $k_1 = 1,3$ .

$$V_{1m} = 1,3 \cdot 2,749 = 3,573 (\text{м/с})$$

У загальному випадку кут потоку на вході, розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{\text{III}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}}, \quad (4.21)$$

де  $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$  – переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

$V_{1U}$  – колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

У консольних насосах  $V_{1U} = 0$ .

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 185 \cdot 10^{-3} \cdot 1450}{60} = 14,066 \text{ (м/с)}$$

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{3,573}{14,066 - 0} = 14^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \Delta\beta \quad (4.22)$$

Цей кут повинен знаходитися у межах 15-30°. Кут атаки  $\Delta\beta = 3-8^\circ$  вводитьься з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його кавітаційних властивостей. У деяких випадках кут атаки  $\Delta\beta$  може бути збільшений до 15°.

$$\beta_1 = 14 + 6 = 20^\circ$$

#### 4.2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей  $z = 5-8$ . У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідинних сумішей). Приймаємо  $z = 7$ .

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних



ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо  $s_1 = 2 - 10$  мм при  $D_2 = 150 - 500$  мм.

Товщина лопаті на виході з робочого колеса  $S_2$  часто береться такою, що дорівнює  $S_1$ , а до середини лопаті плавно зростає. Приймаємо  $S_1 = S_2 = 3$  мм.

#### 4.2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення  $k'_1$  за формулою:

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}} \quad (4.23)$$

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,185 \cdot \sin 19^\circ}} = 0,925$$

Ширину робочого колеса, на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} \quad (4.24)$$

$$b_1 = \frac{0,071}{3,14 \cdot 0,185 \cdot 3,573} = 34 \text{ (мм)}$$

Конструктивно приймаємо  $b_1 = 34$  мм

#### 4.2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей  $z$ ) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні  $V_{1U} = 0$  і  $V_{2U} = 0,5U_2$ .

Діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}, \quad (4.25)$$

де  $m_2 = 19,2 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{\frac{1}{6}}$  при  $n_s > 100$ .

$$m_2 = 19,2 (147/100)^{\frac{1}{6}} = 20,48$$

$$D'_2 = 20,48 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20}}{1450} = 0,280 \text{ (м)}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса:

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0) V'_{1m} \quad (4.26)$$

$$V'_{2m} = 1,0 \cdot 3,572 = 3,572 \text{ (м/с)}$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення відливання необхідно збільшити ширину робочого колеса на виході  $b_2$ .

Кут на виході з робочого колеса  $\beta_2$  визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення  $V'_{2m}$  таким чином, щоб отримати бажане

відношення відносних швидкостей на вході та на виході  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ :

$$\beta_2 = \arcsin \left[ \left( \frac{W_1}{W_2} \right)_{\text{опт}} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (4.27)$$

де  $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$  – коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

$W_1$  – відносна швидкість на вході у робоче колесо;

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Инв. № дцкл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

$W_{2\infty}$  – відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  залежить від  $n_s$ . Графічна залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$  наведена на рис. 2.2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

Таблиця 4.1 – Залежність кута  $\beta_2$  від  $n_s$

$n_s$	40	100	200	300
$\beta_2$ , град	30-36	25-30	20-22	15-20

Для збільшення напору кут  $\beta_2$  може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

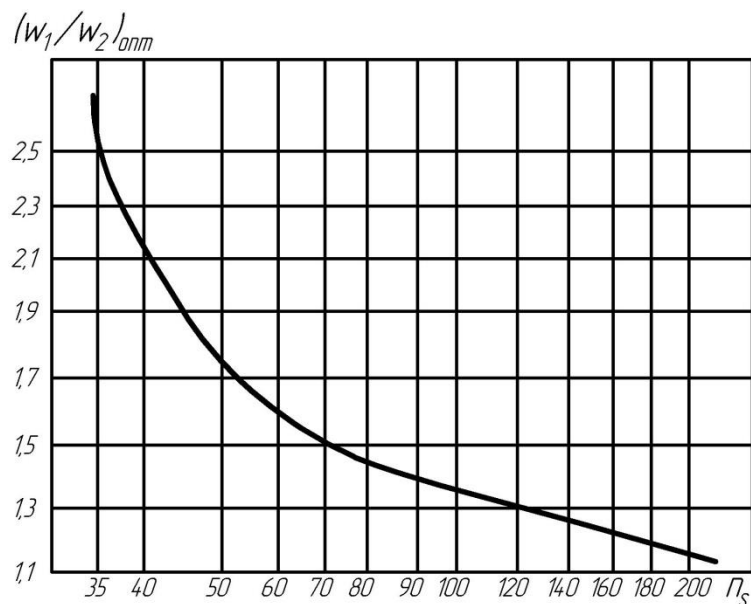


Рисунок 4.2 – Залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  від  $n_s$

Таким чином:  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,197$ ;  $\kappa_2 = 1,05$

$$\beta_2 = \arcsin \left( 1,197 \cdot \frac{1,05}{1,3} \cdot \frac{3,573}{3,752} \cdot \sin 20^\circ \right) = 19^\circ$$

#### 4.2.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей

Уточнений діаметр робочого колеса знаходиться з виразу:

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n}, \quad (4.28)$$

де  $U_2$  – переносна швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2\operatorname{tg}\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2\operatorname{tg}\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1}, \quad (4.29)$$

де  $V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m}$  – меридіанна швидкість на вході з урахуванням стиснення;

$H_{T\infty}$  – теоретичний напір при нескінченному числі лопатей:

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_T K_z}, \quad (4.30)$$

де  $K_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка  $K_z$  на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (4.31)$$

$$\text{де } p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - (D_1/D'_2)^2}.$$

Коефіцієнт  $\Psi$  визначається залежно від  $n_s$ :

$$\text{при } n_s < 150: \Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 22,1^\circ = 0,741$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,741}{7} \cdot \frac{1}{1 - (0,185 / 0,280)^2} = 0,377$$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,387} = 0,726$$

$$H_{T\infty} = \frac{20}{0,904 \cdot 0,761} = 30 \text{ (м)}$$

$$V_{2m} = 1,05 \cdot 3,573 = 3,752 \text{ (м/с)}$$

$$U_2 = \frac{3,752}{2 \cdot \tan 21} + \sqrt{\left(\frac{3,752}{2 \cdot \tan 21}\right)^2 + 9,81 \cdot 30 + 0 \cdot 14,066} = 17,936 \text{ (м/с)}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 17,936}{3,14 \cdot 1450} = 0,236 \text{ (м)}$$

Округляємо значення  $D_2$  до числа кратного десяти.  $D_2 = 0,278 \text{ (м)}$

#### 4.2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після визначення  $D_2$  уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{2\pi R_2 \sin \beta_2}} \quad (4.32)$$

$$K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,139 \cdot \sin 21^\circ}} = 1,218$$

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} \quad (4.33)$$

$$b_2 = \frac{0,071}{3,14 \cdot 0,278 \cdot 3,752} = 0,022 \text{ (м)}$$

При  $p_s=147$  ширина робочого колеса на виході замала, тому приймаємо значення  $b_2 = 0,03 \text{ (м)}$ .

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

#### 4.2.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 2.3).

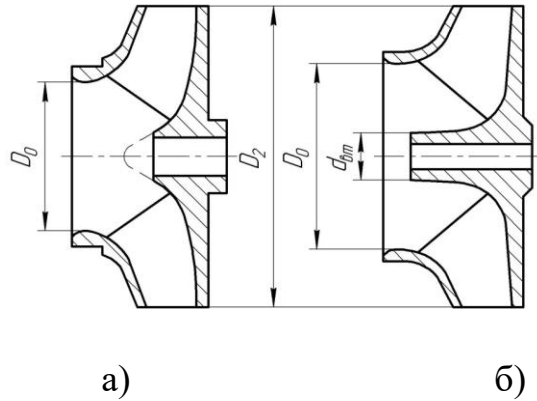


Рисунок 4.3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса: а – робоче колесо консольного насоса; б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 2.3 а), як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини  $D_0$  дорівнює приведеному діаметру входу у колесо  $D_{1пр}$ .

Колеса з висунутою втулкою (рис. 2.3 б) застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах із прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах.

З урахуванням конструктивних міркувань вибираємо положення втулки, намічаємо контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

– контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення робочого колеса);

– нахил стінок на виході (див. рис. 2.4)  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$ . Можливі випадки  $\gamma_1 \neq \gamma_2$  (тоді  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0$ ); Обираємо окремий випадок:  $\gamma_1 > 6^\circ$ ,  $\gamma_2 = 0$ .

– при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса  $R_{\Pi}$  виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це  $l_1 = 0$  або  $l_1 = 0,05 \cdot D_0$ ;

$$l_1 = 0,05 \cdot D_0 = 0,05 \cdot 81,5 = 4,075 \text{ (мм)}$$

– площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса.

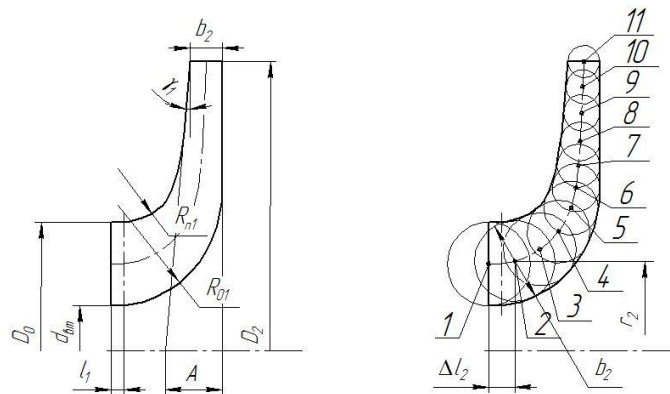


Рисунок 4.4 – До проектування меридіанного перерізу

#### 4.2.10 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

Намічаємо попередньо «на око» контури перерізу.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік  $F = f(\Delta l)$  (див. рис. 2.4), де  $l$  – відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо від входу до виходу 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані  $l_1$  від центра дуги радіусом  $R_{\text{пл}}$  (див. рис. 2.4). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримуємо середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруються цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

Далі обчислюємо площі нормальних перерізів:

початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (4.34)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (185^2 - 68^2) = 23237 \text{ (мм}^2\text{)}$$

кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (4.35)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 278 \cdot 30 = 26188 \text{ (мм}^2\text{)}$$

проміжних:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (4.36)$$

$$F_2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 63,25 \cdot 58,65 = 23296 \text{ (мм}^2\text{)}$$



де  $r_i$  – відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

$b_i$  – діаметр вписаного кола.

Величини  $r_i$  та  $b_i$  визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 2.2.

Таблиця 4.2 – Результати обчислення площ нормальних перерізів

Номер точки	$r_i$ , мм	$b_i$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$F_i$ , мм <sup>2</sup>
1	63,25	58,5	0	23236,79
2	63,25	58,58	13,74	23268,56
3	66,27	54,58	35,41	22714,86
4	73,68	49,66	51,5	22978,2
5	91,67	41,69	70,27	24000,42
6	110,29	34,6	78,51	23964,69
7	127,25	31,25	81,42	24972,81
8	139	30	82,39	26187,6

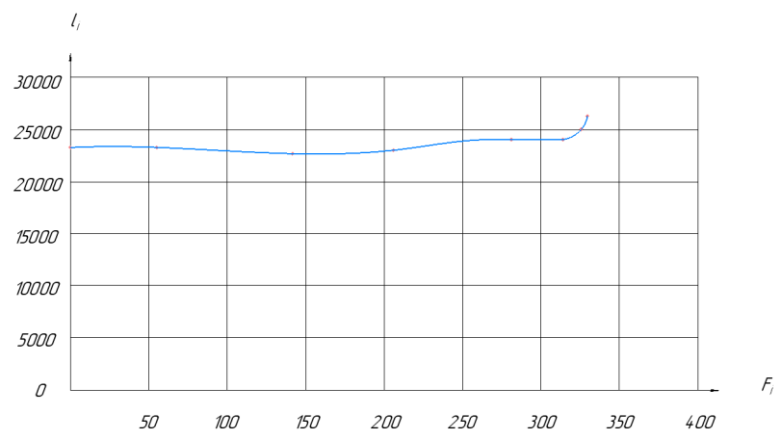


Рисунок 4.5 – Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

#### 4.2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті

Методика побудови проміжних ліній струму (вписування рівноскоростного потоку) наступна (рис.2.5):

- на вихідний кромці n-n відкладають рівні відрізки  $b_2/k$ ;
- положення ліній струму на вході в робоче колесо (перетин 1-1)
- обриси ліній струму між входом в робоче колесо і виходом з нього знаходять методом послідовних наближень. Спочатку лінії проводять орієнтовно «на око» і будують кілька нормалей (з меншими інтервалами в області повороту потоку -найбільший кривизни лінії струму);
- після нанесення нормалей для кожної з них підраховують похідні  $r_{цт}$ . Величини  $r_{цт}$  і  $l$  визначаються з рис.2.5. Якщо рівність похідних  $r'_{цт}l' = r''_{цт}l''$  не досягнуто, проводиться коригування ліній струму, при цьому положення нормалей, як правило, теж змінюється.

Даний етап виконується ретельно, особливо стежачи за тим, щоб лінії, що зображують нормалі, відповідали своєму призначенню, тобто перетиналися з лініями струму під прямим кутом. Допущені при цьому неточності можуть призвести в подальшому до неправильної розмітки ліній струму, що неминуче викличе труднощі при подальших операціях.

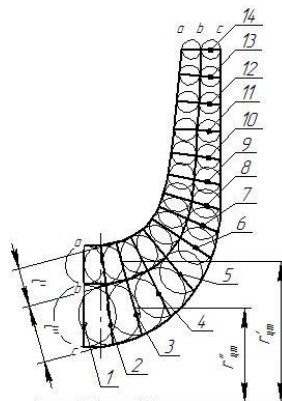


Рисунок 4.5 – Побудова ліній струму

Перв. примен.				
Справ. №				
Подпись и дата				
Инв. № дцкл.				
Взам. инв. №				
Подпись и дата				
Инв. № подл.				
Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата
131.04BP.000.00 ПЗ				Лист
				34

Таблиця 4.3 - Розрахунки по вписування рівношвидкісного потоку в меридіанний перетин робочого колеса

Лінія тока	$r_{цт}$ , мм	$l$ , мм	$r_{цт} \cdot l$ , мм <sup>2</sup>	$\delta$ ( $r_{цт} l$ )	$\delta / l$	$V'_m = \frac{Q_{pk}}{2\pi r_{цт} l_i}$ , м/с
1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 1						
а	47,09	14,49	682,33	-700	-14,86	5,45
б	69,09	17,84	1232,56	-149,7	-2,16	3,02
с						
д	85,26	26,18	2232,10	849,7	9,96	1,67
Нормаль 2						
а	47,05	14,55	684,57	-697,65	-14,82	5,44
б	69,05	17,8	1229,09	-153,13	-2,21	3,03
с						
д	85,23	26,2	2233,02	850,8	9,98	1,67
Нормаль 3						
а	47,58	14,44	687,05	-684,5	-14,38	5,42
б	69,19	17,74	1227,43	-144,13	-2,08	3,03
с						
д	85,28	25,8	2200,22	828,65	9,71	1,69

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

35

Зм. Лист № докум. Подпис Дата

Продовження таблиці 4.3

Нормаль 4						
1	2	3	4	5	6	7
а	49,74	14,14	703,32	-626,45	-12,59	5,29
б	69,89	17,3	1209,09	-120,68	-1,72	3,08
с						
d	85,54	24,28	2076,91	746,83	8,73	1,79
Нормаль 5						
а	53,76	13,51	726,29	-575,88	-10,71	5,13
б	71,95	17,15	1233,94	-68,23	-0,94	3,02
с						
d	86,81	22,42	1946,28	644,11	7,42	1,91
Нормаль 6						
а	59,2	13,6	805,12	-475,66	-8,03	4,62
б	74,85	16,25	1216,31	-64,47	-0,86	3,06
с						
d	88,61	20,55	1820,93	540,14	6,09	2,04

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

36

Зм. Лист № докум. Підпис Дата

Продовження таблиці 4.3

Нормаль 7						
1	2	3	4	5	6	7
а	66,99	13,25	887,61	-387,53	-5,78	4,19
б	79,79	15,5	1236,74	-38,4	-0,48	3,01
с						
d	91,95	18,5	1701,07	425,93	4,63	2,19
Нормаль 8						
а	78,18	12,81	1001,48	-278,7	-3,56	3,72
б						
с	87,52	14,4	1260,28	-19,92	-0,22	2,95
d	97,46	16,2	1578,85	298,64	3,06	2,36
Нормаль 9						
а	90,12	12,28	1106,67	-170,52	-1,89	3,36
б						
с	96,39	13,3	1242,08	-35,11	-0,36	2,99
d	103,84	14,28	1482,83	205,63	1,98	2,51

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцдл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

37

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 10						
а	102,09	11,63	1187,30	-114	-1,11	3,14
б	105,83	12,3	1301,71	0,42	0,0039	2,86
с						
д	110,97	12,75	1414,86	113,57	1,02	2,63
Нормаль 11						
а	113	11,11	1255,43	-56,78	-0,5	2,96
б	114,82	11,42	1311,24	-0,97	-0,008	2,84
с						
д	118	11,61	1369,98	57,76	0,48	2,72
Нормаль 12						
а	125	10,33	1253,75	-31,52	-0,25	2,97
б						
с	125,49	10,05	1261,17	-24,1	-0,19	2,95
д	126,74	10,58	1340,90	55,62	0,43	2,77

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

38

Зм. Лист № докум. Підпис Дата

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 13						
а	139	10	1390	0	0	2,68
б	139	10	1390	0	0	2,68
с						
d	139	10	1390	0	0	2,68

#### 4.2.12 Профілювання лопаті

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють середню лінію течії на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

#### 4.2.13 Послідовність профілювання циліндричної лопаті

Починаємо з побудови координатної сітки. Вона необхідна для встановлення зв'язку між відповідними точками поверхні струму і конформної діаграми. Сітка на розгортці відображаючого циліндра (рис.2.6) утворюється системою вертикальних і горизонтальних ліній (вертикалей і паралелей), проведених з відстанями між ними відповідно  $\Delta S$  і  $\Delta L$ .

Перв. примен.

Справ. №

Підпись і дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Підпись і дата

Инв. № подл.

Для побудови координатної сітки задаються кутом  $\Delta\varphi$  між меридіанними перетинами відображаючого циліндра (рис.2.6), який зазвичай приймають рівним  $5 - 10^\circ$ , і радіусом конформного циліндра  $R_{кц} = 150 - 200$  мм (іноді приймають  $R_{кц} = R_2$ ), після чого визначають розміри  $\Delta S$  і  $\Delta L$  за формулами:

$$\Delta S = \pi R_{кц} \frac{\Delta\varphi^\circ}{180^\circ}$$

Приймаю  $R_{кц} = 150$  мм;  $\Delta\varphi = 10^\circ$ .

$$\Delta S = 3,14 \cdot 150 \cdot \frac{10}{180} = 26,17 \text{ (мм)}$$

де  $C$  - постійна, яка зазвичай

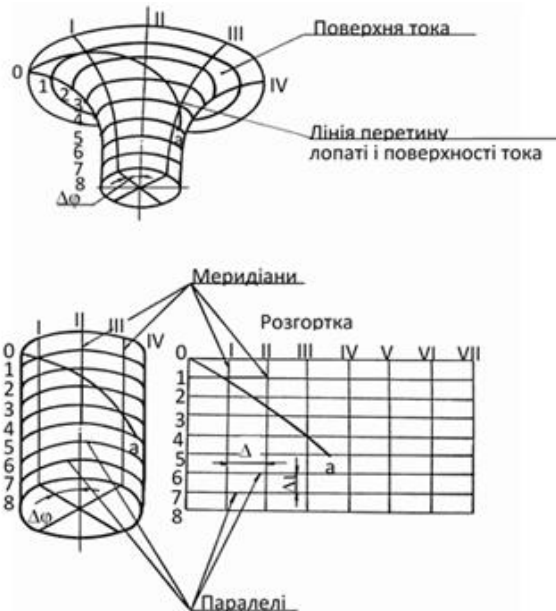


Рисунок 4.6 – Сітка на розгортці відображаючого приймається рівною 10 (для спрощення розрахунків).

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \text{ (мм)}$$

Переходимо до побудови конформного відображення координатної сітки на поверхні струму, яка полягає в розбивці всіх розрахункових ліній струму  $a$ ,  $b$ ,  $c$  (рис.2.7) на відрізки  $\Delta l$  за умовою конформності



$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = const,$$

де  $r_{cpi}$  - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l_i$ .

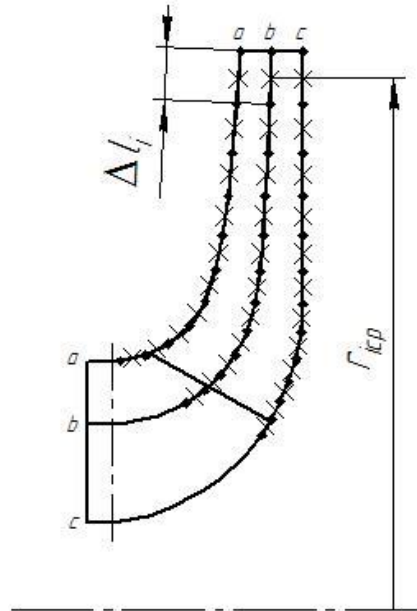


Рисунок 4.7 – Розбиття середньої лінії течії на точки

Таблиця 4.4 – Результати обчислення точок на меридіанній проекції колеса

Номер точки	a		b		c		d	
	$r_{иср}$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$r_{иср}$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$r_{иср}$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$r_{иср}$ , мм	$\Delta l_i$ , мм
0		—		—		—		—
1	132,47	13,25	132,4	13,24	132,4	13,24	132,3	13,23
2	120,16	12,02	119,94	12	119,8	11,98	119,7	11,97
3	110,04	11	109,1	10,91	108,56	10,9	108,3	10,83
4	102,23	10,23	100	10,0	98,81	9,89	98,2	9,82
5	96,81	9,68	92,81	9,29	90,5	9,06	89,4	8,94
6	93,61	9,36	87,26	8,72	83,53	8,35	81,5	8,15

Продовження таблиці 4.4

Номер точки	a		b		c		d	
	r <sub>іср</sub> , мм	Δl <sub>і</sub> , мм	r <sub>іср</sub> , мм	Δl <sub>і</sub> , мм	r <sub>іср</sub> , мм	Δl <sub>і</sub> , мм	r <sub>іср</sub> , мм	Δl <sub>і</sub> , мм
7	92,6	9,26	83,09	8,29	77,78	7,7	73,7	7,37
8	92,5	9,25	80,63	8,06	73,07	7,3	68,8	6,85
9	92,5	9,25	78,88	7,88	69,26	6,93	63,7	6,37
10	–	–	78,11	7,81	66,25	6,63	59,2	5,93
11	–	–	77,98	7,79	63,96	6,39	53,3	5,53
12	–	–	–	–	62,32	6,2	51,9	5,19
13	–	–	–	–	61,21	6,1	48,95	4,9
14	–	–	–	–	60,54	6,05	46,37	4,64
15	–	–	–	–	–	–	44,1	4,41
16	–	–	–	–	–	–	42,2	4,2
17	–	–	–	–	–	–	40,5	4,03
18	–	–	–	–	–	–	39,1	3,91

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра наступний:

- через точку 0 координатної сітки проводять промінь під кутом β<sub>2</sub>;

- на відстані δ ≥ 0,5 t від точки 0 проводять меридіан n – n (пунктирна лінія), який перетинає промінь в точці n<sub>a</sub>; t - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра

$$t = 2\pi \frac{R_{кц}}{z}$$

$$t = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{150}{7} = 134,6$$

Перв. примен.
Справ. №
Подпись и дата
Инв. № дцбл.
Взам. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

- з урахуванням вибору кута охоплення лопаті  $\theta$  і положення вхідної кромки намічають меридіан  $i-i$ ;

- відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині знаходять паралелі точок  $a, b, c, d$  для кожної лінії струму на конформній діаграмі за допомогою перехідного графіка або використовуючи властивості конформного відображення по залежності

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної крайки на конформній діаграмі;

$y_i$  - відповідне відстань на лінії струму;

- через отримані точки  $a, b, c, d$  проводять промені під кутами  $\beta_{1a}, \beta_{1b}, \beta_{1c}, \beta_{1d}$  до перетину з променем, проведеним під кутом  $\beta_2$  в точках, що лежать нижче точки  $p_a$ .

При цьому можливі різні варіанти перетину вхідного і вихідного променів.

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу  $a, b, c$ .

меридіанна швидкість, м/с.

$$V'_{1m} = \frac{Q_{p.k.}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{ц.т.} \cdot l}, \quad (4.37)$$

де  $l$  - довжина нормалі між даною і сусідніми лініями струму, яка проведена через дану точку входу, м;

$r_{ц.т.}$  - відстань центра ваги нормалі  $l$  від вісі РК, м.

Таблица 4.5 - Струминка:

	a	B	C	D
$V_{1m}$ (м/с)	3	3,03	3,066	3,102

Колова швидкість:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ex} \cdot n}{60}, \quad (4.38)$$

де  $r_{вх}$  – радіус кола, на якому лежить дана точка входу, м.

Таблица 4.6 – Колова швидкість

	a	B	C	D
$U_1$ (м/с)	12,93	10,48	7,28	7,74

Колова складова абсолютної швидкості на вході при осьовому вході  $V_{1u}$   
 $=0$

Кут потоку:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (4.39)$$

Таблица 4.7 – кут потоку

	a	B	C	D
$\beta_{1n}$	13,06	16,125	22,83	21,84

Задаємся кутами лопаті  $\beta_1 > \beta'_{1n}$ :

a:  $\beta_1=18^\circ$ ; b:  $\beta_1=25^\circ$ ; c:  $\beta_1=36^\circ$ ; d:  $\beta_1=37^\circ$ ;

Кут лопаті в площині перпендикулярній до дотичної до входної кромки в точці входу:

$$\varphi_{1л} = \arctg[tg\beta_1 \cdot \sin \lambda] , \quad (4.40)$$

де  $\lambda$  – кут між дотичними до входної кромки і лініями току в точці входу.

Таблиця 4.8 – Кут лопаті в площині

	a	B	C	D
$\varphi_{1л}$	17,64	23,56	32,63	33,00

Товщина лопаті вздовж кола  $D_{вх}$ :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1л}} , \quad (4.41)$$

Таблиця 4.9 – Товщина лопаті

	a	B	C	D
$\sigma_1$	0,013	0,010	0,0074	0,0073

Крок лопатей:

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot r_{ex}}{z} , \quad (4.42)$$

Таблица 4.10 – Крок лопатей

	a	B	C	D
$t_1$	0,076	0,062	0,043	0,046

Коефіцієнт стиснення потоку лопотями.

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (4.43)$$

Таблица 4.11 – Коефіцієнт стиснення потоку лопотями

	a	B	C	D
$\psi_1$	0,83	0,084	0,83	0,84

Кут потоку з урахуванням потоку:

$$\beta_{1n} = \arctg \left[ \operatorname{tg} \beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right], \quad (4.44)$$

Таблица 4.12 – Кут потоку з урахуванням потоку

	a	B	C	D
$\beta_{1n}$	15,66	19,02	26,96	25,51

Кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \Delta\beta_{1n}, \quad (4.45)$$

Перв. примен.

Таблица 4.13 – Кут атаки

	а	В	С	D
$\Delta\beta$	2,3	6	9	11,5

Кути атаки змінюються плавно і знаходяться в рекомендованих границях.

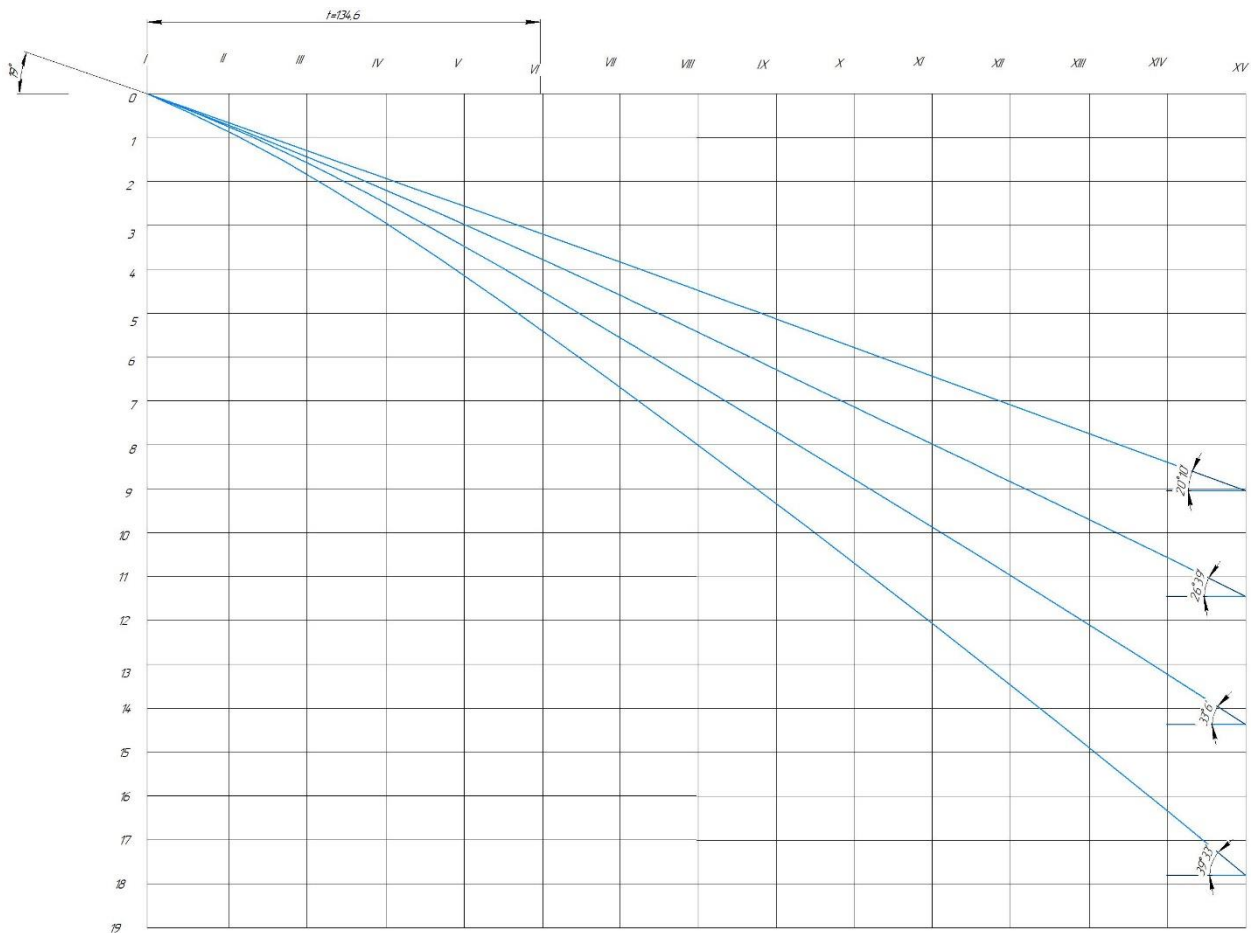


Рисунок 4.8 – Розгортка циліндра

Для побудови лопаті в плані викреслюємо дві окружності діаметрами  $D_2$  і  $d_{вт}$ , а потім проводим у вигляді радіальних променів меридіани I, II, III і т. д. з кутовим кроком  $\Delta\varphi$ . Нумерація меридіанів повинна зростати в сторону обертання робочого колеса. Далі відстані від осі робочого колеса до точок

Справ. №

Підпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Підпись и дата

Инв. № подл.

перетину меридіанних перетинів з лініями струму переносять з меридіанної проєкції на план. Отримані в плані точки з'єднують плавними лініями. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою. Вибираємо положення вхідної кромки і задаємося кутом охоплення лопаті  $\theta=120^\circ$ .

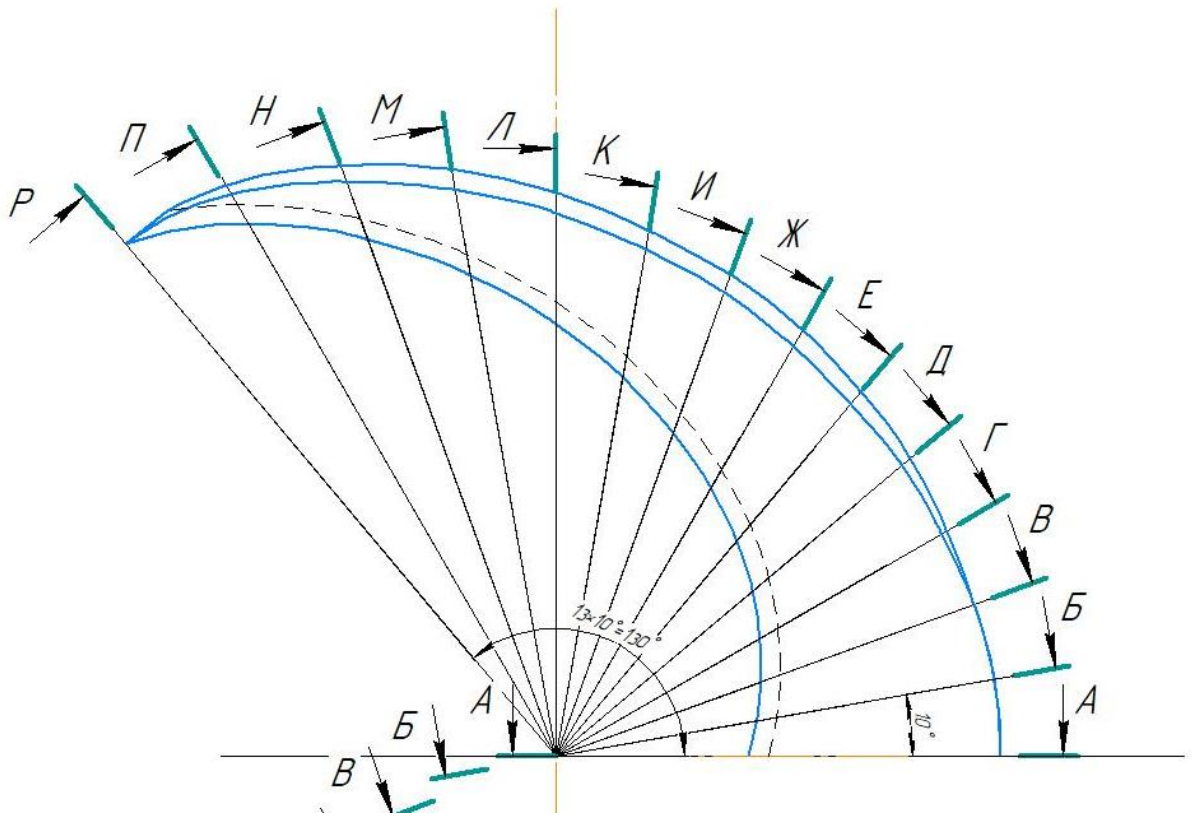


Рисунок 4.9 – План лопаті робочого колеса

## 5 Розрахунок і проектування спірального відводу

Виконано за типовою методикою [2].

Спіральний відвід (равлик) призначений для збору рідини, що виходить з колеса і напрямляє її в нагнітальний патрубок. У спіральному відводі, крім того, відбувається часткове перетворення кінетичної енергії рідини в енергію тиску.

Спіральний відвід складається з спіральної камери і диффузорного патрубка.



Найбільш часто в конструкціях насосів застосовують спіральні відводи з трапецієподібним поперечним перерізом.

### 5.1 Визначення діаметра початкової окружності $D_3$ і ширини входу в спіраль $b_3$ .

Діаметр початкової окружності  $D_3$  рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між робочим колесом і відведенням і мінімальної вібраційності насоса. Цій умові задовольняє такий вираз для  $D_3$ :

$$D_3 = (1 + 10^{-3} n_s) \cdot D_2, \quad (5.1)$$

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 147) \cdot 0,278 = 0,320 \text{ (м)}$$

Ширину входу в спіраль  $b_3$  вибирають в залежності від ширини робочого колеса на виході  $b_2$ . Для визначення  $b_3$  можна рекомендувати таку залежність:

$$b_3 = m \cdot b_2, \quad (5.2)$$

де  $m = 2$  –при низких  $n_s$ ;  $m = 1,75$ – при середніх  $n_s$ ;  $m = 1,5$ –при високих  $n_s$ .

$$b_3 = 1,5 \cdot 0,03 = 0,045 \text{ (м)}$$

### 5.2 Визначення нахилу бокових стінок.

Нахил бічних стінок може задаватися співвідношенням  $a / h$  або кутом  $\gamma$  (рис.3.1).

$$a / h = 0,2 - 0,3 \text{ при } n_s = 50 - 60;$$

$$a / h = 0,25 - 0,4 \text{ при } n_s > 80.$$

У першому випадку  $a / h = \text{const}$ , а при  $n_s > 80$  рекомендується його поступово зменшувати, переходячи від розрахункового перерізу до нульового.

Отже

$$a / h = 140/300 = 0,46$$

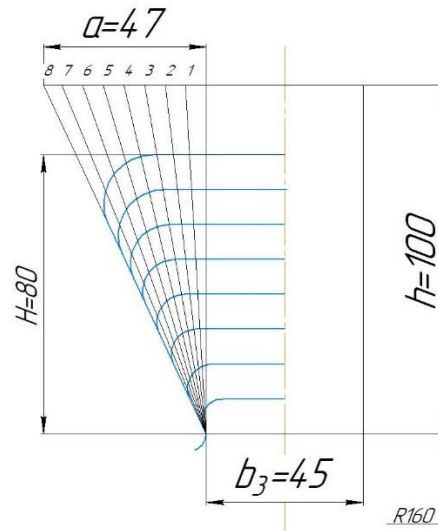


Рисунок 5.1 - Нахил бічних стінок спірального відводу

### 5.3 Визначення кута охоплення спіралі в плані.

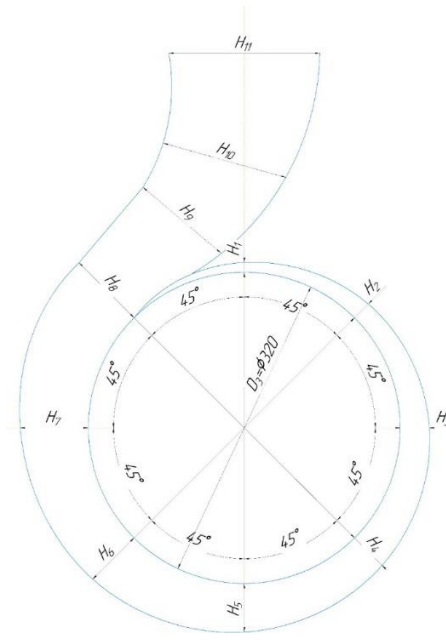
Кут охоплення спіралі  $\varphi_{сп}$  (рис.3.2) залежить від коефіцієнта швидкості  $n_s$  і може бути вибраний з табл.3.1.

Таблиця 5.1 - Залежність кута охоплення спіралі від коефіцієнта швидкості

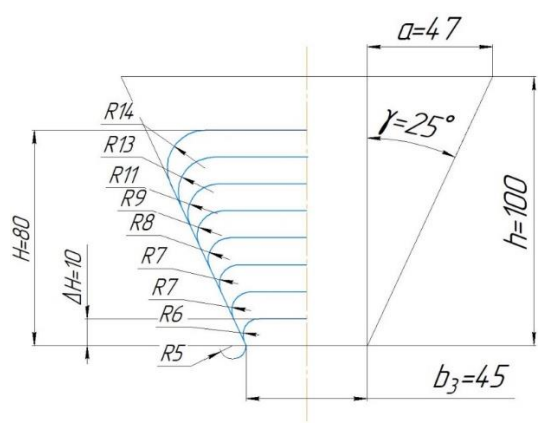
$n_s$	50-70	70-90	90-110	110-130	130-150	150-180	180-210	210-240	>240
$\varphi_{сп}$ , град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

#### Особливості проектування спірального відводу з радіальним виходом

- незалежно від  $n_s$  кут охоплення спіралі  $\varphi_{сп}=360^\circ$ ;
- кут між площиною розрахункового перетину і віссю вихідного патрубку зазвичай вибирається  $\gamma =25-45^\circ$  (рис.2.53);
- розміри  $D_{вих}$  і  $H$  вибирають по ІСО 2858-75.



а)



б)

Рисунок 5.2 - План спірального відводу (а) і меридіанний перетин відводу (спіралі) (б)

### 5.4 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{сп.расч}$

$$A_{сп.расч} = \frac{\varphi_{сп}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_2 n Q}{30 H g} \quad (5.3)$$

$$A_{сп.расч} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,9 \cdot 1450 \cdot 250}{30 \cdot 20 \cdot 9,81} = 174 \frac{м}{ч} = 0,048 \frac{м}{с}$$

Перв. примен.	Справ. №	Подпись и дата	Инв. № дцкл.	Взам. инв. №	Подпись и дата	Инв. № подл.

### 5.5 Визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$

Для цього може бути використаний графоаналітичний спосіб. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі.

$$K_2 = K_1 + \frac{30gH_T}{\pi n},$$

де:  $K_1 = 0$ , тому що це консольний насос з осьовим входом.

$$K_2 = 0 + \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 30}{3,14 \cdot 1450} = 1,94.$$

Таблиця 5.2 - Розрахунки до визначення площі розрахункового перерізу спіралі

Номер точки	$r_i$	$b_i$	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\Sigma \Delta Q_i$
1	160	45	0,281	0,299	0,006378	0
2	170	54	0,317	0,336	0,007167	0,006378
3	180	64	0,355	0,370	0,007892	0,013545
4	190	73	0,384	0,383	0,00817	0,021437
5	200	82	0,410	0,424	0,009044	0,029607
6	210	92	0,438	0,449	0,009578	0,038651
7	220	101	0,459	0,469	0,010004	0,048229
8	230	110	0,478	0,489	0,010431	0,058233
9	240	120	0,500			0,068664

В таблиці  $\Delta Q_i$ , м<sup>3</sup>/с, визначається за формулою :

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\varphi_{сн}} \quad (5.4)$$

Значення  $\Delta r$  постійні і вибираються довільно в залежності від параметрів насоса. Зазвичай  $\Delta r = (5 - 40) 10^{-3}$  м. Значення  $b_i$  переносяться з меридіанного перетину спіралі при відповідних значеннях  $r_i$  (рис.5.3). Закінченням для розрахунку служить значення  $\Sigma \Delta Q_i$ , трохи більше  $Q$ . За табличними даними будується графік  $Q = f(r)$  - рис.2.3 (поєднуємо його з меридіанними перетином). По осі  $Q$  відкладаємо  $Q = Q_{расч}$  і отриманий на рис. 3.3 розмір  $H'_8$  обмежить площу трапеції, відповідну площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом  $r_8$  з умови забезпечення рівності статичних моментів площ  $F_x$  і  $F_y$ :

$$F_x r_x = F_y r_y,$$

де  $r_x$  і  $r_y$  - радіуси розташування центрів тяжіння площ  $F_x$  і  $F_y$ .

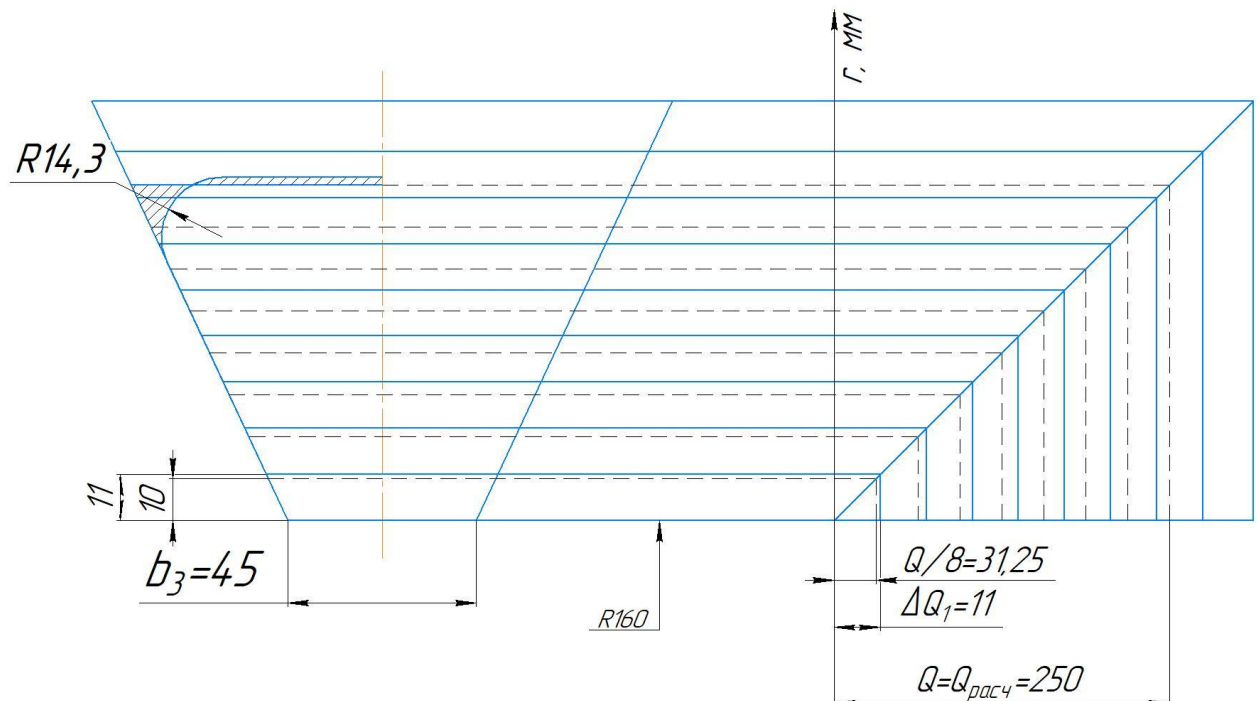


Рисунок 5.3 - Визначення розмірів розрахункового восьмого  $F_{расч}$  (F8) і проміжних (F7-F1) перетинів

## 5.6 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$

Для цього будуємо наведену площину  $F_{пр}$  (рис.5.4)

Методика побудови  $F_{пр}$  наступна: меридіанний перетин розтинають рядом паралельних прямих  $x-x$ , паралельних осі насоса, а через точки їх перетину з контуром перерізу довільну точку  $0$  на осі обертання колеса проводять прями  $x-0$ . Далі проводять пряму  $P-P$  на довільній полюсній відстані  $\rho$  від осі насоса (часто для спрощення приймають  $\rho=D_3/2$ ) і опускають перпендикуляри з точок перетину прямих  $P-P$  і  $x-0$  на відповідні лінії  $x-x$ . Отримана таким чином система точок «о» утворює контур приведенного перерізу (пунктирна лінія на рис.3.3). Критерієм правильності визначення  $F_{расч}$  є умова:

$$A_{сп. расч} \approx A_{сп.граф},$$

де  $A_{сп. граф} = F_{пр}/\rho;$

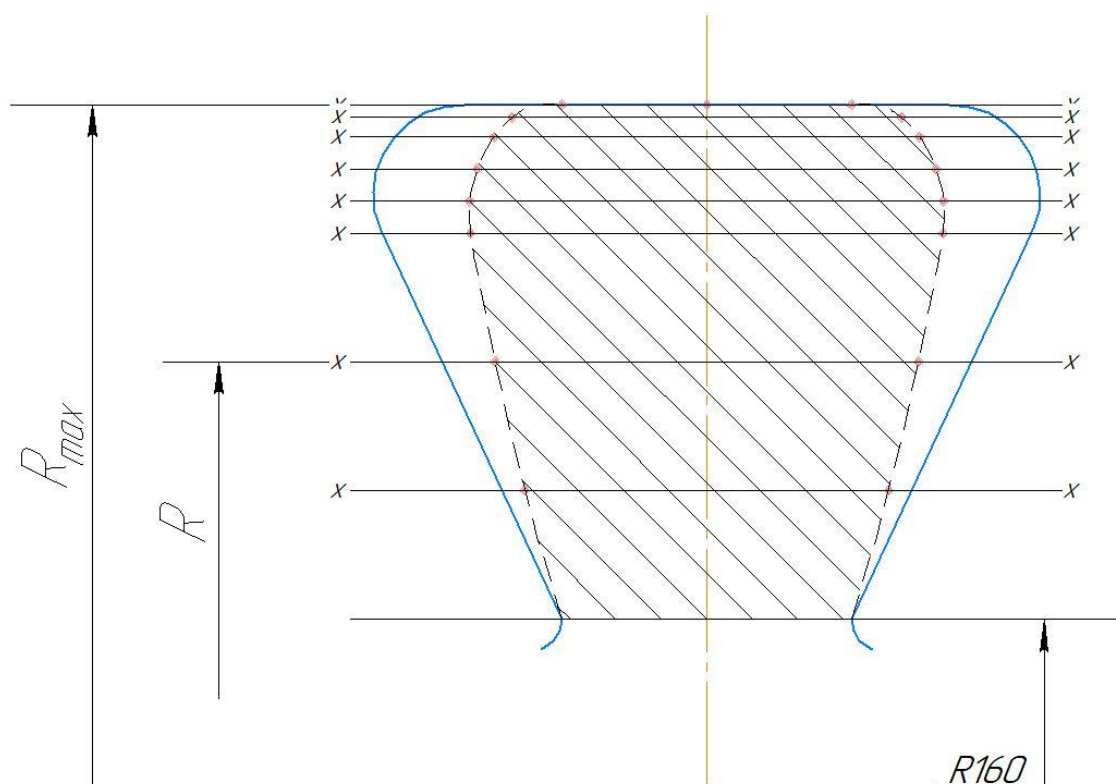


Рисунок 5.4 - Перевірка правильності визначення  $F_{пр}$

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

### 5.7 Визначення площі проміжних перетинів (від 0 до 8)

Для цього може бути використаний графоаналітичний спосіб (рис.5.3).

Для цього на графіку  $Q = f(r)$  ділянку прямої на осі від  $Q = 0$  до  $Q = Q_{\text{расч}}$  ділять на вісім рівних частин, а потім побудовою (пунктирні лінії) отримують відповідні проміжним перетинах трапеції (аналогічно розрахунковому перетину). Гострі кути трапецій скругляють радіусами з умови забезпечення рівності статичних моментів відповідних площ (аналогічно розрахунковому перетину). При цьому форма перетинів повинна змінюватися плавно без стрибків, що досягається за рахунок монотонної зміни радіусів заокруглення  $R_i$  і  $r_i$  і висот  $H_i$ . Як правило, інтервали між висотами перетинів в міру наближення до язика збільшуються. Радіус  $R_i$  інтенсивно зростає, і в перетині 1  $R_1 = \infty$ , а радіус  $r$  зменшується, і для перетину 1 повинен відповідати мінімальному радіусу заокруглення в литих деталях.

### 5.8 Побудова плану спіралі

Будують план спіралі в наступній послідовності:

- від початкової окружності діаметром  $D_3$  в перетинах (після їх розмітки) відкладають відповідні висоти  $H_1$ - $H_8$  (рис.5.2);
- отримані точки з'єднують дугами різних радіусів (3-4 радіуса). Радіуси повинні плавно зростати в міру віддалення від язика. Дуга кожного радіуса повинна без перегинів сполучатися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на (рис.5.5) і яка полягає в тому, що точка сполучення двох сусідніх дуг і центри їх радіусів повинні лежати на одній прямій. Побудова починається від язика. Точки сполучення дуг фіксуються щодо точок 1,2 і т.д. радіусами  $m_1, m_2$  і т.д.

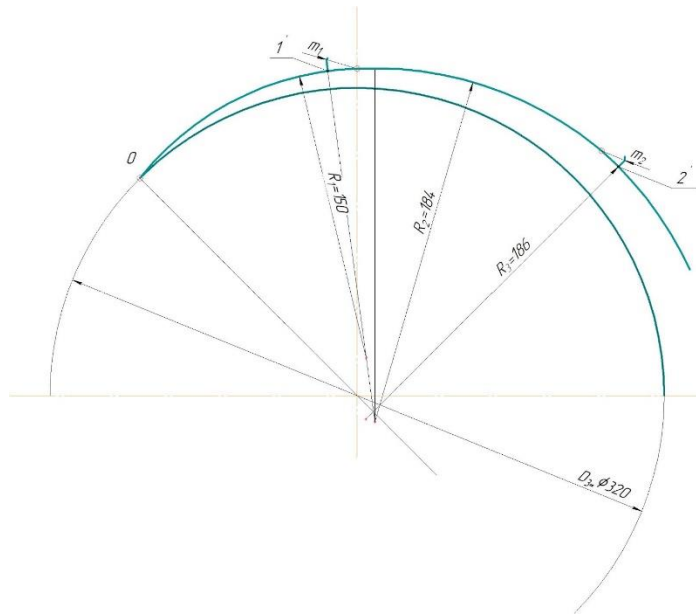


Рисунок 5.5 - Побудова контуру спіралі

### 5.9 Розрахунок і проектування диффузорної ділянки

Особливості проектування спірального відводу з радіальним виходом. Спіральний відвід з радіальним виходом (рис.5.6) отримали розповсюдження в конструкціях консольних насосах, виконаних по ІСО 2858-75.

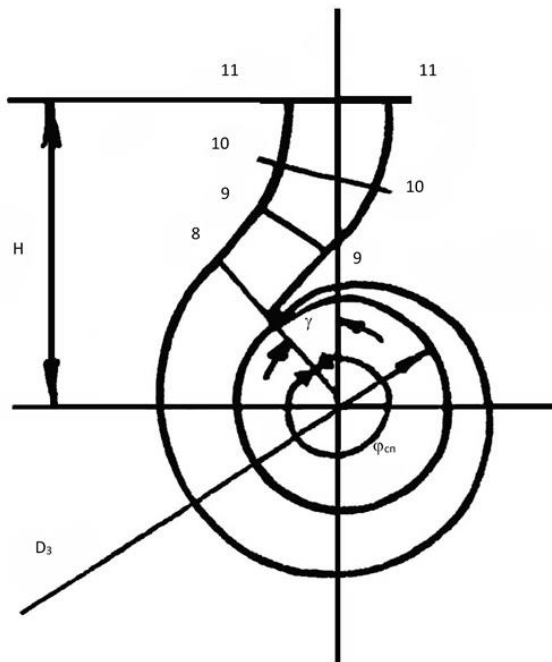


Рисунок 5.6 – Спіральний відвід з радіальним виходом



При розрахунку і проектуванні таких відводів може бути використано більшість рекомендацій з проектування спіральних відводів з тангенціальним виходом. У той же час є деякі особливості проектування, які зводяться до наступного [112]:

- незалежно від  $n_s$  кут охоплення спіралі  $\varphi_{сп}=360^\circ$ ;
- кут між площиною розрахункового перетину і віссю вихідного патрубка зазвичай вибирається  $\gamma =25-45^\circ$  (рис.5.6);
- розміри  $D_{вых}$  і  $H$  вибирають по ІСО 2858-75.

Диффузорна ділянка починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується колом напірного патрубка діаметром  $D_{вых}$ . При розрахунку дифузора можна використовувати наступні рекомендації:

- середня швидкість на виході з насоса ( $V_{вых}$ ) повинна лежати в межах від 2 до 8 м / с;
- діаметр напірного патрубка визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{вых} = \sqrt{4Q/\pi V_{вых}} \quad (5.5)$$

$$D_{вых} = \sqrt{4 \cdot 71 \cdot 10^{-3} / 3,14 \cdot 3,752} = 0,155 \text{ (м)}$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного значення у більшу сторону:  $D_{вых} = 155 \text{ (мм)}$ .

- довжина дифузора  $L$  і кут його конусності повинні визначатися з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{onm} = 2 \arctg \left( \frac{D_{вых} - d_{экв}}{2L} \right), \quad (5.6)$$

$$\varepsilon_{onm} = 8-10^\circ,$$

Перв. примен.

де  $d_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi}}$  - еквівалентний діаметр розрахункового перетину

Вибір L здійснюється з урахуванням конструктивних міркувань. Величина L повинна виражатися круглою цифрою, що закінчується на 0 або 5.

Приймаємо L=200 мм.

$$d_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80}{3,14}} = 10(\text{мм})$$

$$\epsilon_{\text{опт}} = 2\text{arctg}\left(\frac{155 - 10}{2 \cdot 200}\right) = 8^{\circ}25'$$

Справ. №

### 5.10 Проектування моделі корпусу

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перетину дифузора (рис.5.7а). Рекомендації щодо їх проектування наступні:

- поєднуємо окружність  $D_{\text{вих}}$  і нижню частину дифузора таким чином, щоб центр кола співпадав з серединою висот нижньої основи;
- довільно проводимо промені 1, 2, 3, і т.д. і ділимо відрізки цих променів між контурами основи конуса (між перетинами 8 і 11) на частини, пропорційні відрізках  $l_1, l_2$  и  $l_3$  (рис.5.7б). Отримані точки з'єднуємо плавними кривими, які будуть шуканими перетинами 9-9 і 10-10.

Підпись и дата

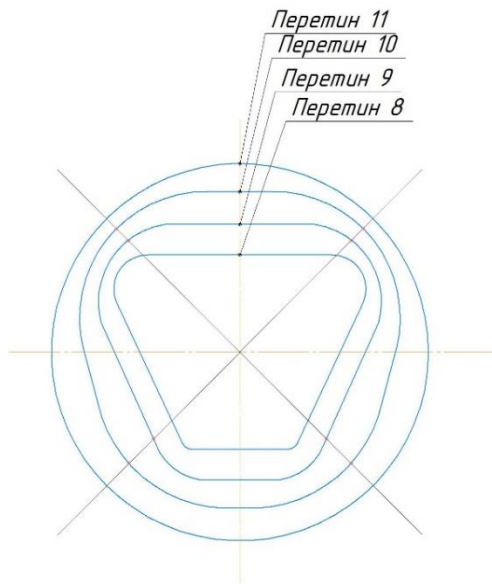
Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

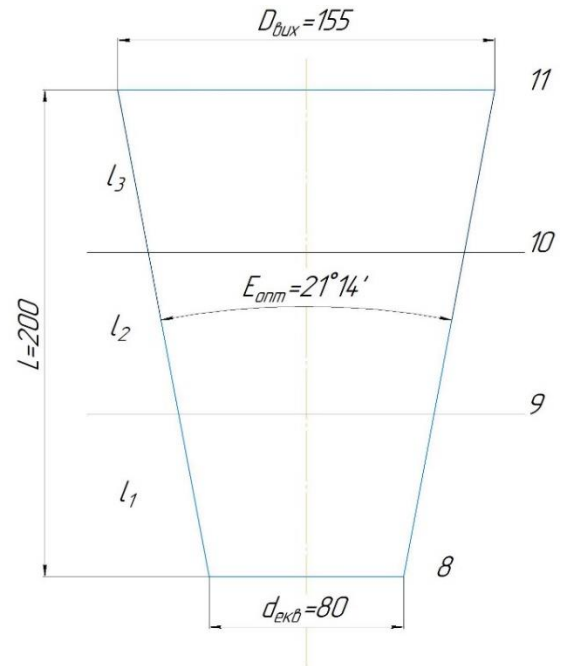
Підпись и дата

Инв. № подл.

Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата



а)



б)

Рисунок 5.7 - Побудова перетинів дифузора (а) і дифузورها ділянка відводу (спіралі) (б)

## 6. Гідравлічні розрахунки

### 6.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Виконано за типовою методикою [4].

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, діючих на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для врівноваження осьової сили в насосі застосовано пару радіально-упірних шарикопідшипників кочення.

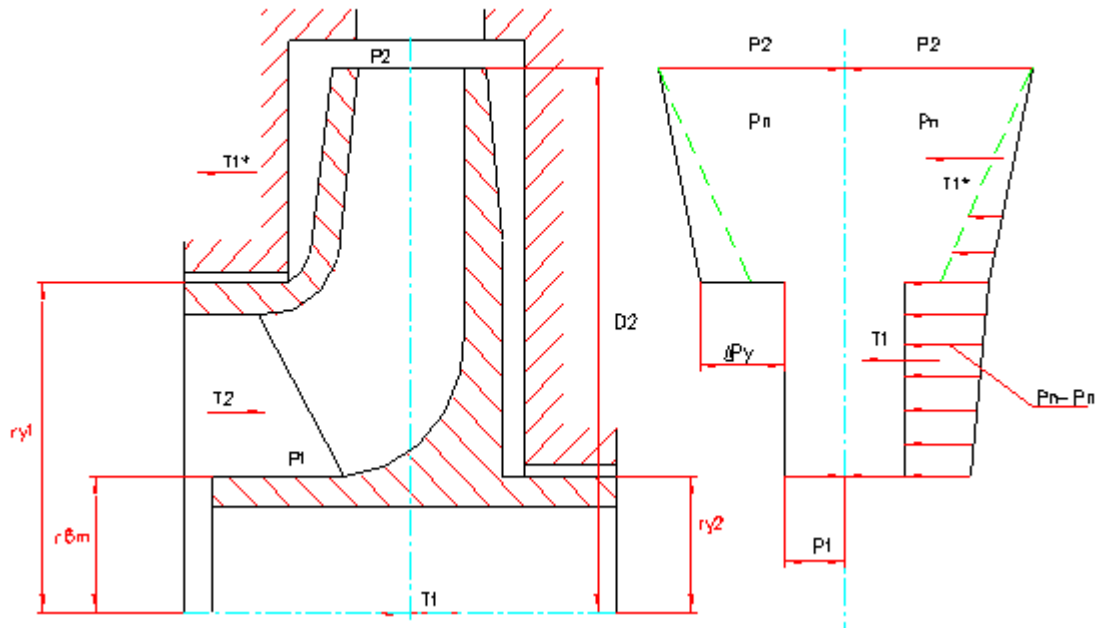


Рис. 6.1 – Схема дії осьових сил в насосі.

У практиці насособудування для обчислення осьової сили широко використовується спрощена методика, запропонована А.А.Ломакінім для двох граничних випадків:

- нормальної роботи ущільнень, коли витік (витратна течія в пазусі)  $q$  близька до 0. У цьому випадку рідина обертається в обох пазухах як тверде тіло з кутовий швидкістю, яка дорівнює половині кутової швидкості обертання робочого колеса, і розподіл тиску по радіусах дисків описується параболічним законом, а осьова сила, спрямована в бік всмоктування, визначається за формулою

$$T_1 = \pi r g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[ H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left( 1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right]; \quad (6.1)$$

де  $H_p$  - потенційний напір робочого колеса

$$H_p = (0,6-0,8)H \quad (6.2)$$

$$H_p = 0,7 \cdot 20 = 14 \text{ м}$$

З креслення робочого колеса:  $r_{y1} = 0,099\text{м}$ ;  $r_{y2} = 0,085\text{м}$ ;  $r_2 = 0,139\text{м}$ .

Колова швидкість на виході з робочого колеса:  $U_2 = 17,94$  м/с (див. пункт 4.12)

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,099^2 - 0,085^2) \cdot \left[ 14 - \frac{17,94^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( 1 - \frac{0,099^2 + 0,085^2}{2 \cdot 0,139^2} \right) \right] = 929 \text{ Н}$$

- аварійного зносу ущільнення ( $q \rightarrow \infty$ ), в цьому випадку рідина в передній пазусі рухається вільно по інерції по закону  $V_{ur} = \text{const}$ . Через збільшення протікання відбувається зміна епюри розподілу тиску в передній пазусі (рис.4.1, пунктирна - крутіша крива) і виникає додаткова осьова сила, спрямована в бік зношеного переднього ущільнення, значення якої можна підрахувати за формулою

$$T_1^* = \pi \rho g \cdot (r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right); \quad (6.3)$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,139^2 - 0,099^2) \cdot \frac{17,94^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( \frac{0,139^2}{0,139^2 - 0,099^2} \cdot \ln \frac{0,139^2}{0,099^2} + \frac{0,139^2 + 0,099^2}{2 \cdot 0,139^2} - 2 \right) = 1202,5 \text{ Н}$$

По вісі насоса також діє сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку на рідину, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальне.

Сила  $T_2$  дорівнює :

$$T_2 = B \cdot \frac{\rho g \cdot Q}{g} \cdot v_0; \quad (6.4)$$

Де  $B = 1$  – для радіальних коліс;

$v_0$  – швидкість на виході в робоче колесо, м/с,  $v_0 = 2,749$  м/с

Де  $S$  – площа вихідного перетину колеса, м<sup>2</sup>.

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2)}{4}; \quad (6.5)$$

Де  $D_0$  – діаметр входу в колесо;  $D_0=0,185\text{м}$ .

$d_{\text{вТ}}$ -діаметр втулки;  $d_{\text{вТ}}=0,068\text{м}$ .

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,185^2 - 0,068^2)}{4} = 0,023 \text{ м}^2$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 250 \cdot 2,749}{3600 \cdot 9,81} = 190,9\text{Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо

$$T = T_1 + T_1^* - T_2; \quad (6.6)$$

$$T = 929 + 1202,5 - 190,9 = 1940,6 \text{ Н.}$$

## 6.2 Визначення радіальної сили

Виконано за типовою методикою [4].

Для визначення сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу:

$$R = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2\right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (6.7)$$

Де  $K_R$ - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$D_2$  - Зовнішній діаметр робочого колеса;

$D_2=0,280\text{м}$ ;

$b_2$ - ширина колеса на виході, що включає в себе товщину його дисків;

$b_2=0,05\text{м}$ .

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 147$ ,  $K_R=0,18$

Максимальна сила буде на режимі  $Q = 0$ .

$$R = 0,18 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 0,280 \cdot 0,05 = 296,65 \text{ Н.}$$

Перв. примен.

Справ. №

Підпись і дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Підпись і дата

Инв. № подл.

### 6.3 Розрахунок насоса на кавітацію

Виконано за типовою методикою [3].

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса і фізичних властивостей рідини.

Мінімальний кавітаційний запас визначаємо за формулою :

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}; \quad (6.8)$$

Де  $\lambda_1$  та  $\lambda_2$  – коефіцієнти;

$v_0$ - середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;  $v_0 = 2,749 \frac{m}{c}$   
(див. пункт 2.3);

$W$  – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті насоса.

Для насосів при без ударному вході на лопаті колеса коефіцієнти  $\lambda_1$  та  $\lambda_2$  приймаємо:

$$\lambda_1 = 1,2; \lambda_2 = 0,3.$$

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}; \quad (6.9)$$

Де  $U_1$ - окружна швидкість на вході в колесо  $U_1 = 14,066 \text{ м/с}$  (див. пункт 2.3);

$v_{m1}$ - меридіональна складова абсолютної швидкості  $v_{m1} = 3,573 \text{ м/с}$   
(див. пункт 2.3).

$$W_1 = \sqrt{14,066^2 + 3,573^2} = 14,51 \frac{m}{c}$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{2,749^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{14,51^2}{2 \cdot 9,81} = 3,68 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт бистрохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}; \quad (6.10)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 1450 \cdot \sqrt{250}}{60 \cdot 3,68^{\frac{3}{4}}} = 808$$

Отримане розрахункове значення  $C = 808$  показує, що насос має хороші кавітаційні якості.

## 7 Вибір кінцевого ущільнення

### 7.1 Вибір типу ущільнення

Виконано за типовою методикою [3].

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване сальникове ущільнення (рис. 5.1).

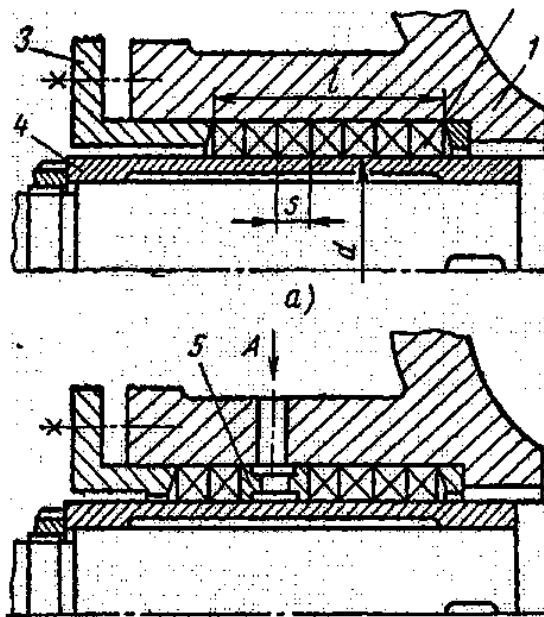


Рис. 7.1 – Конструкція сальникового ущільнення.

Для надійної роботи насоса необхідно забезпечити підпір на вході в насос. Підпір, який вимірюється у всмоктувальному патрубку, повинен бути не менше 1 м.

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу у вузол ущільнення подається затворна рідина під тиском, перевищуючи тиск на виході з насосу



на 0,5 МПа. В якості затворної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40°C. Витрати води, яка подається в сальник 0,01м<sup>3</sup>/год. Товщина кільця набивки:

$$S = \sqrt{d}; \quad (7.1)$$

Де d- діаметр вала в місці набивання сальника, мм (d = 65 мм);

$$S = \sqrt{65} = 8,06 \text{ мм.}$$

Приймаємо S = 8 мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює:

$$L = i \cdot S; \quad (7.2)$$

Де i- кількість кілець набивки, шт. (i = 5 шт);

S – товщина кільця набивки

$$L = 5 \cdot 8 = 40 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 5152-84 обираємо сальникову набивку АГИ 6х6.

## 7.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Виконано за типовою методикою [3].

Визначимо втрати потужності в сальнику:

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \cdot \left(1 - e^{-2af \frac{l}{s}}\right); \quad (7.3)$$

де r- радіус натискної втулки, см.

$$r = \frac{d}{2} = 3,25 \text{ см;}$$

де n- частота обертання вала, об/хв;

σ- контактне напруження між набивкою і валом, кг/см<sup>2</sup>;

l- довжина пакета сальникової набивки;

a = 0,5 коефіцієнт;

f- коефіцієнт тертя набивки (f = 0,01- 0,1);

Контактне напруження:

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}} = 5,83 \quad (7.4)$$

де  $l$  - довжина пакета ( $l = 3$  см)

$f = 0.05$  – коефіцієнт тертя;

$S$  – товщина кільця набивки, см ( $S = 0.6$  см);

$P_0$  – тиск на вході в насос ( $P_0 = 4,64$  кг/см<sup>2</sup>).

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 1450 \cdot 3,25 \cdot 0,6 \cdot 5,83 \cdot \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \frac{3}{0,6}}\right) = 0,68 \text{ кВт.}$$

## 8 Розрахунки по вибору двигуна

### 8.1 Вибір двигуна

Виконано за типовою методикою [2].

Електродвигун для приводу при з'єднанні валів за допомогою муфти вибирається по максимальній потужності насоса, Вт, зумовленої умовами роботи агрегату:

$$N_{\max} = \frac{k \rho g Q_{\max} H_{Q_{\max}}}{1000 \cdot 3600 \eta_{Q_{\max}}},$$

(8.1)

де  $Q_{\max}$  – максимально можлива подача насоса, м<sup>3</sup>/год;

$H_{Q_{\max}}$ ,  $\eta_{Q_{\max}}$  - відповідно напір, м і ККД насоса при  $Q_{\max}$ ;

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$k$  - коефіцієнт запасу. По ГОСТ 12878-67 значення коефіцієнта запасу в залежності від потужності насоса до 20 кВт  $k = 1,25$ .

$$N_{\max} = \frac{1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 250 \cdot 20}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,87} = 19,57 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса обираємо електродвигун АМУ180S4 з параметрами:

- Потужність – 22 кВт;

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

									131.04BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ док.им.	Підпис	Дата						66

- Напряга – 220/380 В;
- Частота обертання (синхронна) – 1450 об/хв.

## 8.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Виконано за типовою методикою [2].

Після вибору електродвигуна необхідно перевірити відповідність його пускових характеристик умов роботи агрегату в системі. Для цього будується графічна залежність моменту опору агрегату від частоти обертання (рис.7.1).

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- Початкового моменту рушання;
- Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання;
- Мінімального моменту опору агрегату (точка С);

В початковий момент часу при  $n = 0$ :

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}}; \quad (8.2)$$

де  $M_{\text{НОМ}}$  – момент електродвигуна.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot N_{\text{ДВ}}}{n}; \quad (8.3)$$

$N_{\text{ДВ}} = 11$  кВт - номінальна потужність двигуна

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot 22}{1450} = 147,7 \text{ Нм},$$

$$M_0 = 0,21 \cdot 147,7 = 31 \text{ Нм}.$$

Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання.

Максимальний момент опору:

$$M_p = \frac{9736 \cdot N_{\text{max}}}{n}; \quad (8.4)$$

де  $N_{\text{max}}$  - максимальна потужність насоса.

$$N_{max} = 19,57 \text{ кВт};$$

$$M_p = \frac{9736 \cdot 19,57}{1450} = 131,4 \text{ Нм.}$$

Початку координат через точку  $M_p$  будемо квадратичну параболу  $M \approx n^2$ , так як складові моменту опору пропорційні квадрату частоти обертання.

Експерименти показують, що в початковий момент пуску крива моменту опору різко відрізняється від параболи. Для того щоб отримати криву, близьку за формою до дійсної, на графік наносять додаткову точку «С» з координатами:

$$n_c = 0,3 n_{ном} \text{ та } M_c = 0,03 M_{ном}$$

$$n_c = 0,3 \cdot 1450 = 435 \text{ об/хв}$$

$$M_c = 0,03 \cdot 147,7 = 4,431 \text{ Нм}$$

Пускова моментна характеристика насосного агрегату представлена на рисунку 8.1.

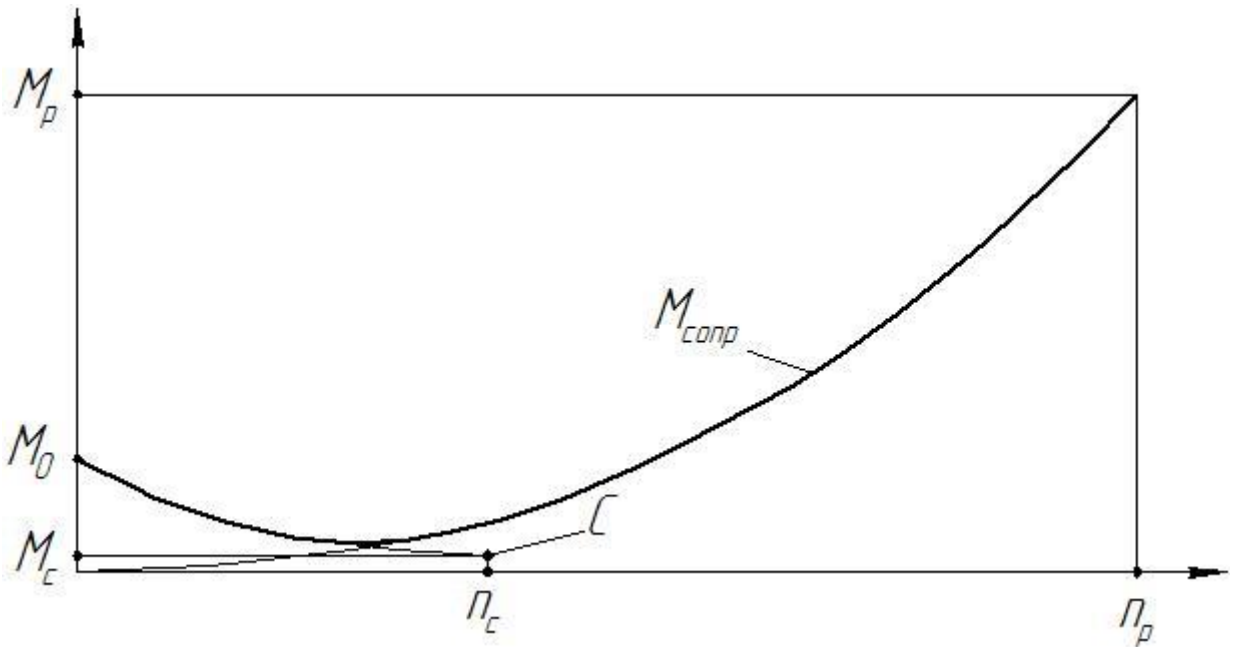


Рисунок 8.1 – Пускова моментна характеристика насосного агрегату.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

## 9 Механічні розрахунки

### 9.1 Розрахунок реакцій в опорах

Виконано за типовою методикою [2].

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рисунку 8.1:

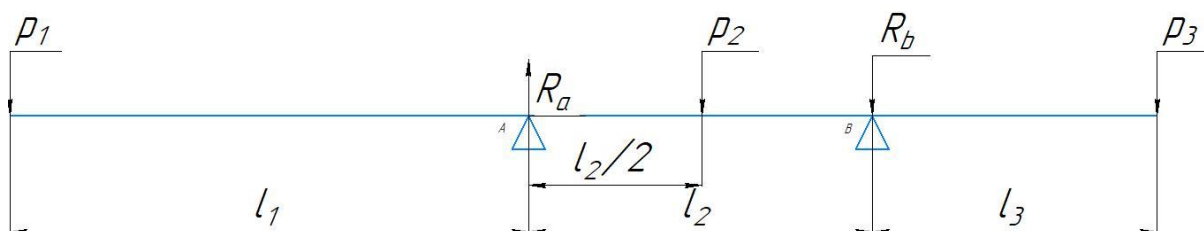


Рис. 9.1 – Схема навантаження вала.

Навантаження  $P_1$  визначається за формулою:

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} \cdot G_{1B} + R; \quad (9.1)$$

Де  $G_K$  - вага робочого колеса, Н;

$G_{1B}$  - вага вала на ділянці  $l_1$ , Н;

$R$  – радіальна сила, Н.

$$G_K = 80 \text{ Н}, \quad G_{1B} = 8,05 \text{ Н};$$

$$R = 296,65 \text{ Н};$$

$$P_1 = 80 + \frac{1}{3} \cdot 8,05 + 296,65 = 379,33 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot G_{2B}; \quad (9.2)$$

Де  $G_{2B}$  - вага вала на ділянці  $l_2$ , Н.

$$G_{2B} = 8,013 \text{ Н};$$

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot 8,013 = 2,67 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_3$ :

$$P_3 = G_{ПМ} + \frac{1}{3} \cdot G_{3B}; \quad (9.3)$$

Перв. примен.

Справ. №

Підпись і дата

Інв. № дцбл.

Взам. інв. №

Підпись і дата

Інв. № подл.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Де  $G_{\text{пм}}$  - вага напівмуфти;

$G_{3в}$  - вага вала на ділянці  $l_3$ , Н.

$$G_{\text{пм}} = 12 \text{ Н}, \quad G_{3в} = 4,15 \text{ Н};$$

$$P_3 = 12 + \frac{1}{3} \cdot 4,15 = 16,6 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння в моментів сил відносно точок сил.  $R_A$  і  $R_B$  – реакції в опорах А і В.

Розміри вала:  $l_1 = 0,3435\text{м}$ ;  $l_2 = 0,206\text{м}$ ;  $l_3 = 0,1735\text{м}$ .

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B \cdot l_2 + P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0; \quad (9.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot l_1 - P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_2 \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}; \quad (9.5)$$

$$R_B = \frac{379,33 \cdot 0,3435 - 16,6 \cdot (0,206 + 0,1735) - 2,67 \cdot \frac{0,206}{2}}{0,206} = 123,72 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0; \quad (9.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (9.7)$$

$$R_A = \frac{2,67 \cdot \frac{0,206}{2} + 379,33 \cdot (0,3435 + 0,206) - 16,6 \cdot 0,1735}{0,206} = 999,21 \text{ Н.}$$

## 9.2 Розрахунок довговічності підшипників

Виконано за типовою методикою [6].

В опорі А встановлений – радіальний підшипник, шариковий, сферичний, дворядний - 1314 ГОСТ 28428-90.

Статична вантажопідйомність –  $C_0 = 37500 \text{ Н}$ .

Динамічна вантажопідйомність –  $C = 75000 \text{ Н}$ .

Розрахункова довговічність підшипників :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 ; \quad (9.8)$$

де С- Динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

Р- еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_T \cdot K_\delta ; \quad (9.9)$$

За умови роботи підшипника, приймаємо:

$K_\delta = 1,2$  – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1,0$  – температурний коефіцієнт;

$V = 1$  – коефіцієнт обертання.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 999,21 \text{ Н}; \quad Fa = A = T = 1940,6 \text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{Fr \cdot V} = \frac{1940,6}{999,21 \cdot 1} = 1,94.$$

При цьому  $e = 0,95$

Так як  $\frac{Fa}{Fr \cdot V} > e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 0,37$ .

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y = 0,66$ .

Динамічне навантаження:

$$P = (0,37 \cdot 1 \cdot 999,21 + 0,66 \cdot 1940,6) \cdot 1 \cdot 1,2 = 1980,6 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left(\frac{75000}{1980,6}\right)^3 = 0,624 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

Перв. примен.
Справ. №
Подпись и дата
Инв. № дцкл.
Взам. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Перв. примен.  
Справ. №

Подпись и дата  
Инв. № дцбл.  
Взам. инв. №  
Подпись и дата  
Инв. № подл.

В опорі В встановлений – радіально-упорний підшипник, здвоєний, шариковий, однорядний - 346315 ГОСТ 832-78.

Статична вантажопідйомність –  $C_0 = 202000 \text{ Н}$ .

Динамічна вантажопідйомність –  $C = 262000 \text{ Н}$ .

Розрахункова довговічність підшипниках :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 ; \quad (9.10)$$

де  $C$  - Динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

$P$  - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_T \cdot K_\delta ; \quad (9.11)$$

За умови роботи підшипника, приймаємо:

$K_\delta = 1,2$  – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1,0$  – температурний коефіцієнт;

$V = 1$  – коефіцієнт обертання.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_B = 123,72 \text{ Н}; \quad Fa = A = T = 1940,6 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{Fr \cdot V} = \frac{1940,6}{123,72 \cdot 1} = 15,68.$$

При цьому  $e = 0,95$

Так як  $\frac{Fa}{Fr \cdot V} > e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 0,37$ .

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y = 0,66$ .

Динамічне навантаження:

$$P = (0,37 \cdot 1 \cdot 123,72 + 0,66 \cdot 1940,6) \cdot 1 \cdot 1,2 = 1591,9 \text{ Н}.$$



Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left( \frac{262000}{1591,9} \right)^3 = 51,24 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

## 10 Розрахунок на міцність

### 10.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Вихідні дані:

Матеріал вала	Сталь 40Х
Границя міцності $\sigma_s$ , МПа	1000
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	800
Границя втоми при згинанні $\sigma_{-1}$ , МПа	$0,5\sigma_s = 500$
Границя втоми при крученні $\tau_{-1}$ , МПа	$0,29\sigma_s = 290$
Крутний момент $M_{кр}$ , Н*мм	$154,124 \cdot 10^3$

Вал знаходиться в умовах сумісної дії згинання та кручення. Найнебезпечнішим є переріз під робочим колесом, яке послаблене шпоночним пазом[8].

Номінальна дотична напруга в перерізах вала визначається за формулою.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (10.1)$$

де  $W_p$  - момент опору крученню,  $м^3$ .

Напряга згинання визначається за формулою:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (10.2)$$

де  $M_{и} = 0,1 M_{кр}$  – згинаючий момент, Нм.

$$M_{и} = 0,1 \cdot 114 = 11,4 \text{ Нм}$$

$W$  – момент опору переріза вала згинанню,  $м^3$

Моменти опору крученню та згинанню вала переріза, який послаблений шпоночним пазом, визначається згідно формулам:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)}{2d}, \quad (10.3)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)^2}{2d}, \quad (10.4)$$

де  $d = 48$  мм - діаметр вала під колесом;

$b = 12$  мм - ширина шпоночного пазу;

$h = 4$  мм - глибина пазу.

Після підстановки чисельних значень в (7.3) та (7.4), отримуємо:

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 48^3}{16} - \frac{12 \cdot \frac{5}{2} \cdot \left(48 - \frac{5}{2}\right)^2}{2 \cdot 40} = 21688 \text{ мм}^2;$$

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

$$W = \frac{3,14 \cdot 48^3}{32} - \frac{12 \cdot \frac{5}{2} \cdot \left(48 - \frac{5}{2}\right)^2}{2 \cdot 40} = 10836 \text{ мм}^2;$$

Підставляємо отримані дані у (7.1) та (7.2).

$$\tau = \frac{114 \cdot 10^3}{21688} = 5,25 \text{ МПа};$$

$$\sigma_u = \frac{11,4 \cdot 10^3}{10836} = 1,052 \text{ МПа.}$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}} \geq [n], \quad (10.5)$$

де  $[n] = 2,2$  при  $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_s} = \frac{800}{1000} = 0,8$

$$n = \frac{800}{\sqrt{1,052^2 + 4 \cdot 5,25^2}} = 75,8 \geq 2,2 [n] \text{ - умова виконується}$$

Запас міцності за межею стомлення:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (10.6)$$

де  $n_\sigma$  - запас міцності по нормальним напругам;

$n_\tau$  - запас міцності по доточним напругам.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (10.7)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (10.8)$$

де  $k_{\sigma}$ ,  $k_{\tau}$  - ефективні коефіцієнти концентрації;

$\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$  - коефіцієнти, які враховують масштабний фактор;

$\psi_{\sigma}$ ,  $\psi_{\tau}$  - коефіцієнти, які враховують вплив асиметрії циклу напруг;

$\sigma_a$ ,  $\tau_a$ ,  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  - амплітуда та середнє значення напруг циклу.

$$\sigma_a = \sigma_u = 1,052 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_a = 0,25 \cdot \tau_m = 0,25 \cdot 5,25 = 1,31 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \tau = 5,25 \text{ МПа};$$

$$\psi_{\sigma} = 0,05;$$

$$\psi_{\tau} = 0.$$

Підставляємо у формулу (9.7) та (9.8)

$$n_{\sigma} = \frac{500}{\frac{2}{0,68} \cdot 1,052 + 0,05 \cdot 0} = 161,59;$$

$$n_{\tau} = \frac{290}{\frac{1,9}{0,74} \cdot 1,31 + 0 \cdot 5,25} = 86,21;$$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцдл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

$$\text{Тоді } n = \frac{161,59 \cdot 86,21}{\sqrt{161,59^2 + 86,21^2}} = 76,06.$$

Запас міцності для валів:  $n > 2,5$

$76,06 > 2,5$  – умова виконується.

## 10.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Розмір шпонки, м, $b \times h$	0,012x0,008
Матеріал шпонки	Сталь 30X13
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	540
Матеріал колеса	Сталь 20X13Л
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	441
Матеріал вала	Сталь 40X
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	800
Крутний момент $M_{кр}$ , Нм	114

Крутний момент, який передається шпоночним з'єднанням:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \quad (10.9)$$

де  $i$  – число ступіней.

$$M'_{кр} = \frac{114}{1} = 114 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження зім'яття в шпоночному з'єднанні визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t'} \quad (10.10)$$

де  $d$  - діаметр вала під колесом, м;

$l_p$  - робоча довжина шпоки, м;

$t$  - висота шпоночного паза в ступиці колеса  $t = 8 - 5 = 3$  мм.

$$l_p = l - b, \quad (10.11)$$

$$l_p = 0,038 - 0,012 = 0,026 \text{ м}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 114}{0,048 \cdot 0,026 \cdot 0,003} = 60,9 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження зминання для матеріалу (шпонка, вал, колеса), який має найширшу границю текучості, визначається за формулою:

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_{0,2}}{n}, \quad (10.12)$$

$$[\sigma_{зм}] = \frac{441}{1,5} = 294 \text{ МПа},$$

де  $n = 1,5$  - коефіцієнт запасу міцності:

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = 60,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 294 \text{ МПа} - \text{умова виконується.}$$

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Инв. № дцкл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

## 11 Технологічний розділ

### . 1 Характеристика типу виробництва

Серійний тип організації виробництва [11] характеризується одночасним виготовленням на підприємстві широкої номенклатури однорідної продукції, випуск якої повторюється протягом тривалого часу. Найбільшого поширення серійне виробництво має в машинобудуванні та металообробці. При цьому випуск продукції відбувається серіями, а по відношенню до деталей – партіями. Виготовлення серій виробів одного типорозміру зазвичай повторюється через регулярні проміжки часу. При повторних запусках серій машин часто вносяться зміни до конструкторської та технологічної підготовки виробництва, організації робочих місць, підвищується кваліфікація робітників. Серійне виробництво дозволяє уніфікувати конструкції деталей, виробів і домагатися типізації технологічних процесів і оснащення. Залежно від розміру серії розрізняють великосерійні, среднесерійні і дрібносерійні виробництва.

При великосерійному виробництві продукція виготовляється безперервно великим об'ємом протягом періоду, що перевищує, як правило, рік. Підприємство спеціалізується на випуску повністю відпрацьованих видів продукції або окремих вузлів і деталей. Цехи підприємства спеціалізуються за предметною ознакою, а робочі місця – за однорідними операціями. На такому виробництві широко використовуються спеціалізоване обладнання, потокові лінії і засоби автоматизації (наприклад, конвеєри). Великосерійне виробництво дозволяє організувати на науковій основі всі підготовчі операції, виділяючи їх в самостійний етап. До групи підготовчих операцій відносяться конструювання виробу, його окремих деталей, розробка нових технологічних процесів, виготовлення інструменту і пристосувань. Великосерійне виробництво за своїм характером наближається до масового виробництва.

Перв. примен.	Справ. №	Підпись і дата	Инв. № дцбл.	Взам. инв. №	Підпись і дата	Инв. № подл.						Лист
							131.04BP.000.00 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата								

Перв. примен.	
Справ. №	

При среднесерийном виробництві спеціалізація обмежується більш вузькою номенклатурою, а виробничі лінії і цехи мають предметну і технологічну спеціалізацію. Підготовка виробництва, як правило, також виділяється з основного виробничого процесу. До середньосерійного виробництва відносяться, наприклад, верстатобудування і двигунобудування, багато видів прокату чорних і кольорових металів.

Дрібносерійне виробництво – перехідна форма від одиничного виробництва до випуску продукції дрібними серіями. виготовлення виробів або окремих деталей, як правило, не повторюється. Розмір серій нестійкий, а збут обмежений наявними замовленнями або договорами. З цієї причини порівняно швидко припиняється виготовлення одних видів продукції і налагоджується освоєння нових. До дрібносерійного можна віднести виробництво деяких видів прокату і сплавів спеціального призначення, невеликих партій виробів, машин, призначених для експериментування в різних умовах, і т. д. Дрібносерійне виробництво відрізняється від дослідного виробництва, продукція якого, як правило, обмежується виготовленням одного зразка.

Техніко – організаційні особливості серійного виробництва обумовлюють ряд економічних переваг порівняно з одиничним виробництвом: скорочення виробничого циклу, підвищення якості продукції, зростання продуктивності праці, зниження собівартості. Ці фактори забезпечують підвищення ефективності виробництва.

## 2 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса

Робоче колесо є основним робочим органом, який забезпечує подачу та напір рідини. Робоче колесо піддається впливу великих динамічних навантажень від тиску рідини на лопаті, від відцентрових сил та вібрації при наявності невірноважених сил. Крім того, воно піддається впливу кавітації та корозії.

Подпись и дата	
Инв. № дцкл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

						131.04ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			80



Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Відповідно до завдання на бакалаврську роботу необхідно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення робочого колеса (креслення 2БР.102.04). Тип виробництва – середньосерійний.

## 2.1 Технологічність деталі

Найважливішим показником досконалості конструкції машини чи деталі служить її технологічність.

Визначення технологічності конструкцій деталей і кількісна оцінка критеріїв технологічності виробництва проводиться за ГОСТ 14.205-83.

Під технологічністю конструкції виробу мається на увазі її відповідність тим конкретним методам виробництва, в умовах якого вона повинна виготовлятися. При інших рівних умовах більш технологічною є та конструкція, трудомісткість і собівартість виготовлення якої менша.

Підвищення технологічності конструкцій відбувається в таких основних напрямках:

- 1) спрощення конструктивних форм деталей, включаючи заготовки;
- 2) призначення раціональних допусків;
- 3) уніфікація і стандартизація конструкцій (вузлів, деталей та конструктивних елементів).

Відпрацювання технологічності конструкцій гідромашин проводиться на всіх стадіях проектування, у процесі технологічного контролю, а також у період освоєння виробництва машини.

Відпрацювання технологічності проводиться для трьох етапів виготовлення: виробництва заготовок, механічної обробки та складання.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Велика частина виливків, що застосовуються при виготовленні гідромашин, повинна відповідати особливим вимогам. Наприклад, поверхні виливків, що утворюють проточну частину у відцентрових насосах, мають складну форму подвійної кривизни. На цих поверхнях (в порожнинах спіральних камер, в каналах робочих коліс та ін.) здійснюється робочий процес насоса. Зважаючи на складність форми та недоступність для механічної обробки, поверхні проточної частини зберігаються такими, якими виходять у виливках. У деяких випадках може бути проведена лише зачистка вручну або струменем абразивної суміші.

Допуски на лінійні розміри встановлюють за ГОСТ 26645-85 для сталевих виливків.

В процесі конструювання литих деталей в першу чергу повинні бути прийняті всі міри для отримання виливків з мінімальним дефектами, до основних з яких відносяться: усадочні тріщини і раковини, газові раковини, пористість і надмірне викривлення. Повинні бути також вирішені наступні завдання:

1. Вибір способу формування. Переважним є застосування машинної формовки. З урахуванням габаритів виливків може виявитися доцільним розчленування виливків на дві частини, якщо цілісна виливок не формується на машині, а кожна з частин може формуватися на машині.

2. Вибір площини роз'єму моделі і розташування не формуючих западин, виступів і бобишок з метою зменшення потреби в застосуванні додаткових стержнів або від'ємних частин на моделі.

3. Встановлення базових поверхонь для перших операцій механічної обробки. Базові поверхні повинні бути рознесені на необхідну відстань і достатніми для забезпечення стійкості заготовки при її установці.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

4. Встановлення необхідної кількості стрижнів і послідовність їх складання у формі.

5. Слід зазначити, що структура і механічні властивості металу у великій мірі залежать від швидкості охолодження.

6. Ув'язка конструктивних і формувальних ухилів.

7. Вибір способу транспортування виливки.

Безпосереднього конструювання литої деталі передує вибір марки матеріалу і розрахунки на міцність.

Дане робоче колесо виготовляється зі сталі 20Х13Л.

Проведемо аналіз технологічності матеріалу, з якого зроблено робоче колесо.

За призначенням сталь 20Х13Л застосовується для деталей, що піддаються ударним навантаженням, а також виробів, що піддаються дії слабких агресивних середовищ, а також різних деталі машинобудування, що працюють при температурі не вище 700 °С.

### 11.2.2 Вибір заготовки та способу її отримання

Від правильності вибору способу отримання заготовки цілком залежить і собівартість одержуваної деталі. Вибір способу залежить від багатьох факторів: типу виробництва, маси деталі, складності форми, вимог креслення. При цьому необхідно враховувати новітні тенденції в технології машинобудування по скороченню витрат матеріалу, зменшенню обсягу механічної обробки, посилення допусків, так як для обробки деталей все частіше застосовуються верстати з ЧПУ, верстати автомати і автоматичні лінії.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцкл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Виробництво лопатевих насосів – серійне, так як виконується за замовленням.

Оскільки розглянута деталь має форму тіла обертання і виготовляється зі сталі 20Х13Л і має середньосерійний тип виробництва, то виберемо в якості заготовки лиття по виплавлюваних моделях.

Литтям по виплавлюваних моделях називається спосіб отримання виливків в оболонковій формі, виготовленій методом нанесення вогнетривкого покриття на легкоплавкі моделі. Останні потім виплавляються, в результаті чого в оболонковій формі утворюються порожнини, що відповідають контурам майбутньої виливки.

Для отримання високої чистоти поверхні виливків оболонкові форми прокалюють при температурі 900-950°. При цій температурі форма заливається рідким металом. Для запобігання деформації і руйнування тонкої оболонкової форми остання перед випаленням засипається піском або іншим наповнювачем.

Литтям по виплавлюваних моделях можна одержувати виливки будь-якої складності з різною товщиною стінок, які майже або зовсім не потребують механічної обробки. Цим методом відливаються деталі з будь-яких чорних і кольорових сплавів, включаючи високолеговані жароміцні і надтверді сплави. Відливки отримують з точністю розмірів в середньому 4 – 5-го класів і шорсткістю поверхні 5 – 7-го класів.

Недоліком цього способу є висока собівартість виливків. Тому його слід застосовувати тільки для виготовлення таких деталей, які неможливо отримати іншими методами лиття (наприклад, дрібні тонкостінні деталі з важко оброблюваних сплавів зі складною конфігурацією). Матеріалом для виготовлення легкоплавких моделей може служити, наприклад, суміш парафіну і стеарину у співвідношенні 1:1. Ця суміш готуватися в спеціальних

агрегатах, де відбувається розплавлення складових, очищення і перемішування їх до мазеподібного

## 12 Розділ Охорони праці

### ЗАКОН УКРАЇНИ «Про охорону праці»

Цей Закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівників на охорону їх життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, на належні, безпечні і здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні[9].

#### 12.1 Правила безпечної експлуатації насосів типу К.

- **ВИМОГИ БЕЗПЕКИ**

- Насоси типу К повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.003(Система стандартів безпеки праці (ССБП). Шум. Загальні вимоги безпеки (Перевидання)), ГОСТ 12.2.003(Система стандартів безпеки праці (ССБП). Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки);
- На видному місці насоса стрілкою, пофарбованої в червоний колір, має бути позначений напрям обертання валу;
- Муфта з'єднує вали насоса і електродвигуна, повинна мати захисну огорожу, забарвлене в червоний колір;

Перв. примен.

Справ. №

Підпись і дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Підпись і дата

Инв. № подл.

Зм. Лист № док. Підпис Дата

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

85

Перв. примен.	
Справ. №	

Инд. № подл.	
Подпись и дата	
Взам. инв. №	
Инв. № дцкл.	
Подпись и дата	

- Забороняється піднімати електронасосний агрегат за рим-болт електродвигуна або за вал насоса. Електронасосний агрегат слід піднімати тільки згідно зі схемою стропування, яка вказана на габаритному кресленні ;
- Всі обертові частини пристрою повинні бути обгороджені, коли пристрій працює;
- Експлуатація електричного насосного агрегату без запорів на всмоктуючих і насосних лініях не допускається;
- При роботі пристрій повинен бути заземлений. Заземлення-ГОСТ 12.1.030;
- Старт агрегату без першого наповнення його перекачуваною рідиною не допускається;
- Частини агрегату, які працюють під тиском, повинні бути перевірені на міцність, щільність матеріалу і цілісність з'єднань. Тестовий тиск повинен бути не менше R-1,5 RR (де RR є робочим тиском);
- Пуск насосу повинен здійснюватись, при закритій засувці на потрубку нагнітання. Час працювання насосу при закритій засувці на патрубку нагнітання не повинен перевищувати 1,5 хвилини;
- Необхідно регулярно стежити за витоком перекачуємої рідини через ущільнення. Якщо виявлено більш допустимі витоки, негайно припинити роботу насосу і зафіксувати несправність;
- Робочих місць у виробничих об'єктах для експлуатації електричних агрегатів, у разі необхідності, забезпечують заходи щодо зменшення шуму і вібрації відповідно до ГОСТ 12.1.003, ГОСТ 12.1.012 та ГОСТ 12.4.051;
- Тільки кваліфіковані механіки та слюсарі, які знають дизайн підрозділів і мають досвід в обслуговуванні,

						131.04BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата			86

ремонту та інспектуванні підрозділів, а також проходження експертизи на право установки і обслуговування обладнання, повинні бути дозволені для установки і експлуатуватися.

○ **Підготовка насосу до роботи**

- Після здачі насоса до місця установки необхідно переконатися в комплектності агрегату, безпеці гарантійних ущільнень. Продукт повинен бути ретельно оглянутий, щоб забезпечити відсутність пошкоджень при транспортуванні і зберіганні;
- Місце встановлення агрегату повинно відповідати наступним вимогам:
  - необхідно забезпечити вільний простір до насоса для його обслуговування під час експлуатації;
  - всмоктуючий і напірний трубопроводи повинні бути закріплені на окремих опорах. Передача навантажень від трубопроводів на фланці насосів не допускається;
  - для забезпечення безкавітаційної роботи насоса всмоктувальний трубопровід повинен бути, по можливості, коротким і прямим;
  - на напірному трубопроводі повинен бути встановлений зворотній клапан і запірна арматура. Зворотній клапан повинен бути встановлений між запірною арматурою і насосом;
  - на всмоктуванні і нагнітанні насоса повинні бути встановлені прилади, що забезпечують вимірювання тиску рідини, що перекачується;
  - до вузла ущільнення вала повинно бути виконано підведення рідини. Для відводу витоків з насоса повинен бути прокладений дренажний трубопровід. На лінії підведення затворної рідини повинен бути

Перв. примен.	
Справ. №	

Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

встановлений прилад для вимірювання тиску і вентиль (до приладу, якщо дивитися в напрямку течії рідини);  
 – на напірному трубопроводі перед запірною арматурою встановити вентиль для видалення повітря.

- Розконсервація проточної частини насоса обов'язкова тільки в тому випадку, якщо неприпустиме попадання консерваційного складу в рідину, що перекачується, і проводиться промиванням порожнини насоса бензином або уайт-спіритом. В інших випадках розконсервування насоса не обов'язкова;
- Агрегат слід встановити на фундамент, забезпечивши горизонтальність установки, і, після застигання розчину, провести обов'язкову затяжку фундаментних болтів;
- До агрегату підключіть всмоктувальний і напірний трубопроводи. Допустима непаралельність фланців не більше 0,15 мм на довжині 100 мм. Забороняється усувати перекіс фланців затягуванням болтів або установкою косих прокладок;
- Змонтовані системи випробуйте на герметичність і міцність пробним тиском згідно з ГОСТ 356;
- Перевірити центрування насосного агрегату (при необхідності відцентрувати), несовісність не повинна перевищувати 0,08 мм для частоти обертання валу 750 - 1500 об/хв і 0,06 мм для частоти обертання 1500 - 2900 об/хв. Точність центрування перевірити прикладанням перевірконої лінійки до зовнішніх діаметрів муфти в двох взаємно перпендикулярних площинах;
- Підключіть систему електроживлення і пробним пуском перевірте напрямок обертання. Напрямок обертання насоса вказано стрілкою на корпусі;
- У ланцюзі живлення приводного двигуна повинен бути виконаний захист від перевантажень;

131.04BP.000.00 ПЗ	Лист
	88
Зм.	Лист
№ докум.	Підпис
	Дата



Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

- Перевірте дію запірної арматури трубопроводів і кранів приладів. Початкове положення запірної арматури і кранів перед пуском – закрите;
- Пуск насоса, що працює під затокою, проводиться в такому порядку:
  - подати затворну рідину в ущільнення, відрегулювати її подачу і тиск;
  - відкрити запірну арматуру на всмоктуванні і заповнити насос рідиною, що перекачується, видаливши з нього повітря через вентиль, встановлений на напірному трубопроводі;
  - включити двигун в роботу;
  - відкрити манометр на напірному трубопроводі;
  - після створення насосом напору поступово відкрити запірну арматуру на напірному трубопроводі і встановити заданий режим роботи.
- Пуск насоса, що працює з розрідженням на всмоктуванні:
  - подати затворну рідину в ущільнення, відрегулювати її подачу і тиск;
  - відкрити засувку на всмоктуванні, залити насос і всмоктувальний трубопровід рідиною, що перекачується через штуцер, встановлений на трубопроводі безпосередньо за насосом.
- Зупинка насоса:
  - плавно закрити запірну арматуру на напірному трубопроводі;
  - вимкнути електродвигун;
  - закрити запірну арматуру на всмоктуванні;
  - при тривалій зупинці злити рідину, що перекачується з корпусу насоса;

Перв. примен.

– при тривалій зупинці припинити подачу затворної рідини.

## 12.2 Кострукція і безпечна експлуатація запірної арматури

Справ. №

Запірно-регулююча арматура, як відомо, являє собою комплекс окремих деталей і пристроїв, що служать для того, щоб забезпечувати безперебійну роботу трубопроводів в потрібному технологічному режимі.

Елементи трубопроводної арматури дають можливість керувати потоком будь-якого робочого середовища відповідно до встановлених технічних вимогах : напрямок потоку, потужність, тиск, температура, фізико-хімічні особливості робочого середовища.

Оскільки жоден нормально працюючий трубопровід, ні одний житловий або адміністративний будинок не в змозі функціонувати за відсутності якісної і правильно підібраної запірної арматури.

Подпись и дата

У зв'язку з тим, що умови експлуатації та призначення конкретних деталей запірна арматура відрізняється величезною різноманітністю, існує кілька видів класифікації арматури, за допомогою яких можна знайти підходящі варіанти вирішення для конкретної виробничої або побутової задачі.

Инв. № дцкл.

Запірна арматура класифікується за кількома параметрами:

Взам. инв. №

- залежно від сфери застосування арматури. У цьому виді класифікації арматура підрозділяється за видами застосування, які характеризуються виробничими умовами роботи запірної арматури: промислова запірна арматура, спеціальна, суднова, сантехнічна арматура;

Подпись и дата

Инв. № подл.

Перв. примен.	
Справ. №	

- за функціональним призначенням арматури. У цьому типі класифікації трубопровідна арматура розглядається в залежності від того, яку функцію в виробничому процесі здійснює арматура: регулюючу, розподільно-

змішувальну, запобіжну арматуру, захисну, контрольну або фазо - розділову;

- за конструктивними типами арматури. У цій класифікації типи арматури поділяються залежно від їх конструктивних особливостей (засувки, затвори, крани, клапани);

- в залежності від експлуатаційних умов роботи арматури. Цей тип класифікації арматури дозволяє підібрати потрібні деталі в залежності від умовного тиску робочого середовища і температурного режиму (від - 153°C до + 600°C) експлуатації трубопроводу;

- за способом приєднання арматури до трубопроводу (за допомогою муфт- різьбова , фланців , штуцерів або зварювання).

- за способом герметизації арматури щодо зовнішнього середовища (арматура сальникова, мембранна, шлангова)

- за способом управління арматурою. З точки зору способу управління, арматура підрозділяється на арматуру, керовану дистанційно, арматуру з автоматичним управлінням і арматуру з ручним керуванням.

## ГОСТ Р 53672-2009

### Небезпека арматури і заходи безпеки

#### Небезпека арматури:

- Арматура може становити небезпеку, як в результаті її критичної відмови, так і при безвідмовній виконанні функції за призначенням.

Підпись і дата	
Инв. № дцкл.	
Взам. инв. №	
Підпись і дата	
Инв. № подл.	

						131.04BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата			91

Перв. примен.

Справ. №

- Небезпека нанесення шкоди життю та здоров'ю громадян, навколишньому природному середовищу, життю і здоров'ю тварин, майну фізичних та юридичних осіб, що виходить від арматури в результаті її критичної відмови, полягає:
  - в руйнуванні арматури;
  - у втраті герметичності по відношенню до зовнішнього середовища;
  - в руйнуванні трубопровідної системи через невиконання арматурою функцій за призначенням.

#### Заходи для забезпечення безпеки арматури:

- Арматура повинна відповідати вимогам цього стандарту, стандартів на конкретні типи і види арматури, КД і правилам безпеки наглядових органів для систем, в складі яких експлуатується арматура.
- При забезпеченні безпеки арматури на всіх етапах її життєвого циклу необхідно:
  - усунути або зменшити небезпеку в тій мірі, в якій це реально можна здійснити на практиці;
  - використовувати відповідні заходи захисту від небезпек, яких не можна уникнути;
  - повідомляти проєктувальникам систем і споживачам арматури про залишкові небезпеки, вказуючи відповідні спеціальні заходи для їх зменшення.
- Безпека арматури по відношенню до різних видів небезпеки, пов'язаних з критичними відмовами арматури, повинна бути забезпечена:
  - механічна безпека:
    - застосуванням матеріалів основних деталей арматури, що працюють під тиском, обраних з урахуванням параметрів і умов експлуатації, а також з урахуванням небезпеки, що виходить від робочого середовища;

Підпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Підпись и дата

Инв. № подл.

Зм.	Лист	№ докum.	Підпис	Дата

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

92

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

- проведенням розрахунків на міцність з використанням верифікованих програм і забезпеченням необхідних запасів міцності для основних елементів конструкції арматури з урахуванням умов її експлуатації (робочих тисків, температури робочого середовища, кліматичних умов, можливого ерозійного і корозійного впливу робочого середовища, сейсмічних та інших зовнішніх впливів);
- застосуванням вузлів і деталей, апробірованих і/або підтверджених випробуваннями конструктивних рішень.
- відсутністю на зовнішніх поверхнях арматури гострих виступаючих частин і кромок;
- захистом персоналу від рухомих частин арматури і приводів (виконавчих механізмів);
- кріпленням арматури для захисту її від зриву або зсуву при виникненні значних реактивних сил від скидається робочого середовища, при ймовірності сейсмічного впливу на арматуру, а також для зняття навантажень на арматуру від впливу трубопроводу.

○ електрична безпека:

- проектуванням і застосуванням електроустаткування для арматури відповідно до показників призначення (в частині напруги, роду струму і ін.);
- заземленням корпусних деталей електроустаткування арматури з дотриманням вимог спеціальних правил;
- захистом від електростатичних розрядів при небезпеки їх виникнення;
- періодичними перевірками опору ізоляції;

○ захист від шуму:

131.04BP.000.00 ПЗ

Лист

93

Зм. Лист № док. Підпис Дата

Перв. примен.	
Справ. №	

Инд. № подл.	
Подпись и дата	
Взам. инв. №	
Инд. № дцбл.	
Подпись и дата	

- конструктивним виконанням проточної частини арматури, що знижує в максимально можливій мірі шум, що виникає при проходженні потоку робочого середовища через затвор арматури;
- застосуванням шумопоглинаючої звукоізоляції арматури;
- використовуючи шумопоглинаючі звукоізоляційні приміщення, в яких експлуатується арматура, і засобів індивідуального захисту обслуговуючого персоналу;

○ промислова безпека:

- проектування арматури відповідно до її функціонального призначення та з урахуванням навантажень, які можуть виникнути при її експлуатації, встановленням вимог до надійності і безпеки арматури з урахуванням забезпечення надійності та безпеки систем, в яких вона буде експлуатуватися;
- розробкою ЕД (ПС і РЕ, відомість ЗІП);
- встановленням в ЕД показників, що характеризують безпеку для арматури, відмови якої в умовах експлуатації класифікуються як критичні;
- введенням в ЕД переліку можливих критичних відмов і критеріїв граничних станів арматури;
- наявністю обов'язкових знаків маркування;
- проведенням всієї сукупності випробувань (попередніх, приймальних і ін.), що підтверджують необхідні характеристики арматури;
- рівнем технологічних процесів виготовлення арматури і систем виробничого контролю, що забезпечує необхідні показники безвідмовності арматури;

- організацією і здійсненням виробничого контролю;
- експлуатацією арматури відповідно до вимог НД та ЕД;
- наданням споживачеві інформації про матеріальне складі виробу, виконаних видах термічної обробки, проведених гідравлічних, пневматичних і механічних випробуваннях і неруйнівного контролю.

### 12.3 Дії обслуговуючого персоналу під час пожежі

Таблиця 12.1 - Дії обслуговуючого персоналу під час пожежі

№	Дії	Обов'язки відповідальних осіб, послідовність дій	Посада, ПІБ, відповідальної особи
1.	Повідомлення про пожежу у разі її виявлення або виявлення ознак(задимлення, запах горіння або тління різних матеріалів, різке підвищення температури приміщені тощо)	-негайно повідомити про пожежу оперативно-рятувальну службу цивільного захисту по телефону за номером 101. При цьому необхідно назвати адресу об'єкта, вказати кількість поверхів будівлі, місце виникнення пожежі, наявність людей, а також повідомити своє прізвище. ПРИКЛАД	Перший, хто виявив ознаки пожежі або загоряння

Перв. примен.	
Справ. №	

Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

		<p><b>ПОВІДОМЛЕННЯ:</b></p> <p>«За адресою: вул. Університетська, 31,4-поверховий будинок університету. Дим у приміщеннях на 1-му поверсі будинку. Дим іде з боку тильного фасаду. У приміщеннях є люди. Повідомив Іванов»; - якщо поряд є ручний пожежний сповіщувач, привести його в дію натисканням на кнопку; - гучним голосом сповістити «Тривога! Термінова евакуація!»; - сповісти керівництво університету, повідомити чергового корпусу по телефону; - у разі необхідності викликати інші аварійно-рятувальні служби (медичну, газорятувальну тощо).</p>	
2.	Підготовка до евакуації	- негайно і спокійно	Черговий

Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

131.04ВР.000.00 ПЗ

Лист

96



Перв. примен.	
Справ. №	

Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

		оголосити про термінову евакуацію всього персоналу і студентів з приміщення університету, використовуючи систему оповіщення будівлі; -перевірити чи відкриті всі двері евакуаційних виходів та виходи до зовнішніх сходових кліток; -з урахуванням обставин,що склалися,визначити найбезпечніші евакуаційні шляхи і виходи до безпечної зони у найкоротший проміжок часу;	
3.	Звірка евакуйованих співробітників і студентів	-перерахувати усіх евакуйованих з будівлі людей, за списками і журналами обліку навчальних занять. Поіменно звірити їх наявність у безпечній зоні; -у разі виявлення	Керівники структурних підрозділів

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Перв. примен.	
Справ. №	

Инд. № подл.		Подпись и дата		Взам. инв. №		Инд. № дцбл.		Подпись и дата	
--------------	--	----------------	--	--------------	--	--------------	--	----------------	--

		<p>відсутності когось із працівників або студентів, негайно з'ясувати хто та де його востаннє бачив і передати цю інформацію представнику оперативної - рятувальної служби цивільного захисту, яка прибула до місця виклику;</p>	
4.	<p>Гасіння загоряння або осередку пожежі до прибуття оперативнорятувальної служби цивільного захисту</p>	<p>-знеструмити будівлю університету; -негайно організувати гасіння пожежі із застосуванням первинних засобів пожежогасіння (вогнегасників) та (за потреби) внутрішніх пожежних кранкомплектів; -зателефонувати начальнику добровільної пожежної дружини(0972419056),</p>	<p>Керівник, відповідальна особа за пожежну безпеку</p>

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

131.04ВР.000.00 ПЗ

Перв. примен.	
Справ. №	

Инд. № подл.	
Подпись и дата	
Взам. инв. №	
Инв. № дцбл.	
Подпись и дата	

		та організувати збір ДПД. Поставити перед ними завдання згідно з функціональними обов'язками; - при наявності систем протипожежного захисту перевірити їх спрацювання або привести їх у дію;	
5.	Евакуація матеріальних цінностей	-якщо немає прямої загрози, організувати евакуацію матеріальних цінностей, згідно із заздалегідь розробленим планом першочерговості евакуації а також печатку, штампи, готівку, яка є в касі, обліково-бухгалтерську документацію, розробки, документи, що мають гриф таємності тощо;	Керівники структурних підрозділів та відповідальна особа за пожежну безпеку
6.	Зустріч оперативнорятувальної	-той, хто зустрічає має інформувати	Черговий або особа, яка призначена для

Перв. примен.	
Справ. №	

Подпись и дата	
Инв. № дцбл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

служби захисту	цивільного	керівника оперативно-рятувальної служби цивільного захисту, який прибув за викликом, про таке: - чи є в будинку люди, яким загрожує пожежа, їх кількість, орієнтовне місцезнаходження; - місце, де виникла пожежа (загоряння); - яке (які) приміщення горить (горять), куди може розповсюдитися вогонь та дим; - вказати місця розташування пожежних гідрантів.	зустрічі оперативнорятувальної служби цивільного захисту
----------------	------------	---	--

## Висновки

Тема бакалаврської роботи «Розробка консольного насосного агрегату типу ЦН на параетри: подача  $Q=250 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H=20 \text{ м}$ , кавітаційний запас  $NPSHR=3\text{м}$ ».

В ході виконання роботи було досягнуто:

1. Спроектовано нове робоче колесо для насоса.

2. Переглянутий спосіб розвантаження осьового зусилля, застосування ущільнення з перепускною трубкою для урівноваження тиску перед да після РК, в конструкції насоса аналога для розвантаження осьового зусилля використовували також симетричне розташування ущільнень, а для урівноваження тисків робили отвори в основному диску РК, це негативно сказувалось на картині течії рідини в міжлопотовому просторі РК, і на кавітаційний запас.

3. Були проведені всі необхідні розрахунки і виконані креслення: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, складальне креслення ротору, робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення РК.

Перв. примеен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцдл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

131.04ВР.000.00 ПЗ

Лист

101

Зм. Лист № докum. Підпис Дата

### 13. Література

1. Gulich J.F.: CentrifugalPumps.  
SpringerHeidelbergDordrechtLondonNewYork, 2014, 1116 p
2. Сорокін В.Т., Волоснікова А В., Вяткін С. А. Марочник сталей та сплавів Під ред. В.Г. Сорокіна М., Машинобудування, 1989.
3. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструированиецентробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
4. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасныенасосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
5. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструированиецентробежных насосов»
6. Сердюковський Л.Н. Технічне нормування в хімічному, компресорному та холодильному машинобудуванні. Навч. посібник для технікумів за спеціальністю 0529 «Хімічне, компресорне та холодильне машинобудування».- М. Машинобудування, 1985.
7. Горошкін А.К. Пристосування для металорізних верстатів. Довідник. 7-е вид, переопр. та доп.- М.- Машинобудування, 1979.
8. Навчальні матеріали онлайн. Електронний ресурс  
[https://pidruchniki.com/1460091739057/bzhd/sposobi\\_zasobi\\_pozhezhogasinn\\_ua](https://pidruchniki.com/1460091739057/bzhd/sposobi_zasobi_pozhezhogasinn_ua)
9. Материалы для учебы и работы. Електронний ресурс  
<http://5rik.ru/best/best-130932.php>

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дцбл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.