

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

**ВИПУСКНА РОБОТА  
МАГІСТРА**

на тему:

**Розробка відцентрового насоса для перекачування  
забруднених рідин**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

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

Виконавець роботи

Вареник Олександр Олександрович

*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Науковий керівник

к.т.н., доцент

*науковий ступінь, учене звання*

Панченко В.О.

*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Суми 2022

Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»  
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневоавтоматика»

гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
прикладної

\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
“ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**  
**до випускної роботи магістра студенту**

Вареник Олександр Олександрович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка відцентрового насоса для перекачування забруднених рідин»**  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - \_\_\_\_\_ 2022 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**  
параметри насосу:  
подача насоса  $Q_n = 360 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_n = 50 \text{ м}$ , частота обертів  $n_n = 3000 \text{ об/хв}$ .
- 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):**  
креслення робочого колеса (А1), складальне креслення насосу (А1), теоретична креслення відводу (А1), монтажне креслення насосного агрегату (А1).

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка	
1	Загальна характеристика консольних насосів			
2	Вибір конструктивної схеми насоса			
3	Опис конструкції вибраного насоса			
4	Гідрравлічні розрахунки			
5	Теоретичне креслення робочого колеса			
6	Виконання розділу «Охорона праці»		Керівник	
7	Виконання економічного розділу		Керівник	
8	Оформлення звіту з практики			
9	Розрахунки з вибору електродвигуна			
10	Розрахунок кінцевого ущільнення			
11	Розрахунки на міцність			
12	Розрахунки з вибору підшипників			
13	Креслення робочого колеса			
15	Складальне креслення насоса		Керівник	
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів			
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.			
19	Перевірка роботи на плагіат.			
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.			
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.			
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		До захисту робота допускається після перевірки на плагіат	

Дата видачі завдання - \_\_\_\_\_ 2022 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис)

Панченко В.О.  
(прізвище, ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 56 с., 8 рисунків, 4 таблиці, 5 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка відцентрового насоса для перекачування забруднених рідин».

Графічні матеріал: 4 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення робочого колеса, робоче креслення валу.

Мета роботи – розроблення конструкції відцентрового одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність.

У розділі з охорони праці було розглянуто причини виробничого травматизму на виробничому підприємстві.

У економічному розділі було розглянуто організаційну структуру управління виробничим підприємством.

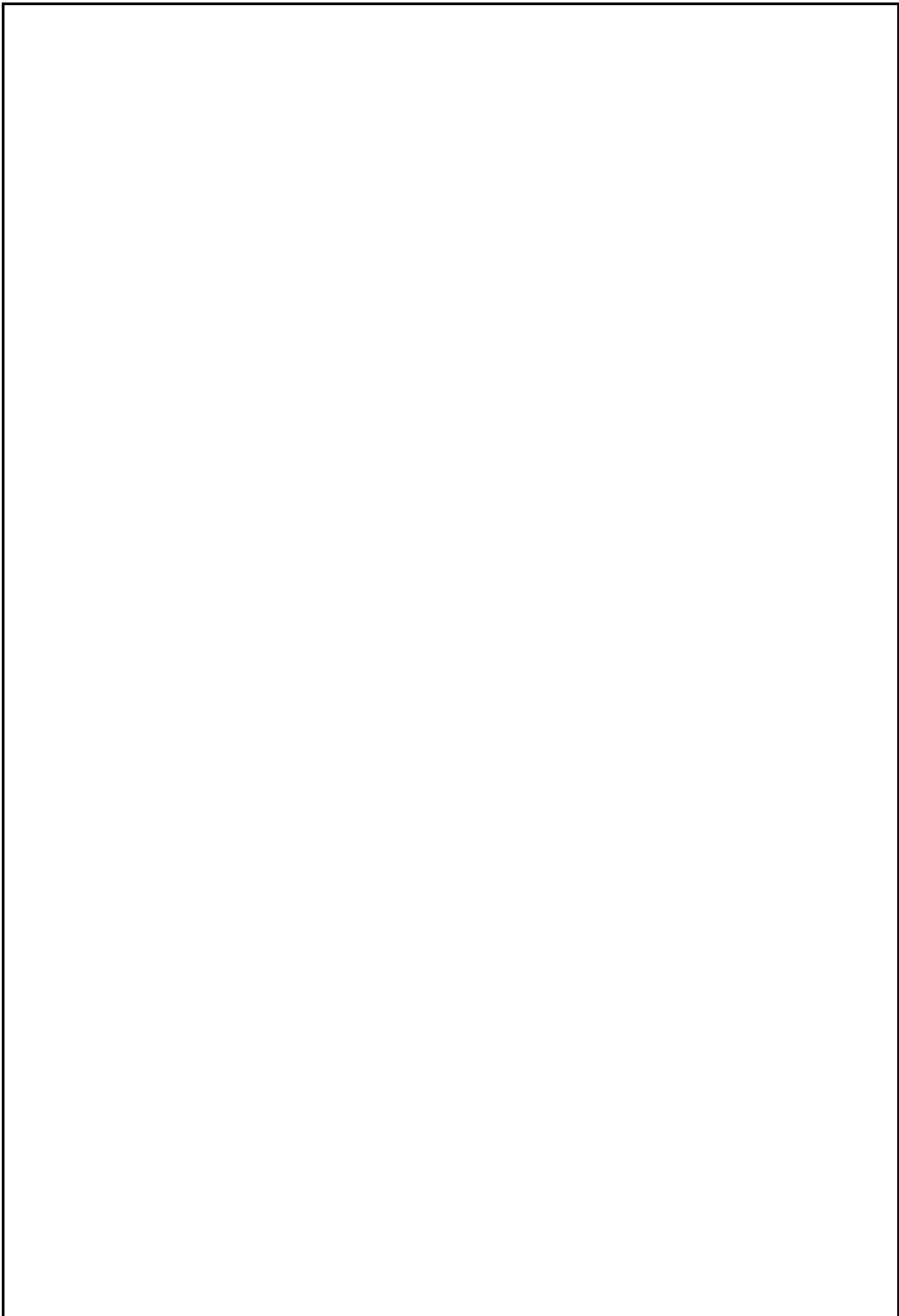
Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, ВІДВІД, ПІДВІД, НАДІЙНІСТЬ, ВАЛ.

## Зміст

	С.
ЗАВДАННЯ.....	2
РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	7
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	8
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА .....	10
3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.1 Вихідні дані для розрахунку .....	Ошибка! Закладка не определена.
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей .....	Ошибка! Закладка не определена.
3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса.....	Ошибка! Закладка не определена.
4 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	Ошибка! Закладка не определена.
4.1 Загальні відомості .....	Ошибка! Закладка не определена.
4.2 Побудова меридіанного перерізу.....	Ошибка! Закладка не определена.
5 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ .....	Ошибка! Закладка не определена.
5.1 Побудова нормалей.....	Ошибка! Закладка не определена.
5.2 Побудова ліній течії.....	Ошибка! Закладка не определена.
6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ .....	Ошибка! Закладка не определена.
6.1 Загальні положення.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.6 Побудова лопаті у плані .....	Ошибка! Закладка не определена.

					131.01ВР.000.00 ПЗ						
Изм.	№ докум.	Подпись	Дата	Розробка відцентрового насоса для перекачування забруднених рідин			Лит.	Лист	Листов		
Разраб.	Вареник								4	71	
Провер.	Панченко						ГМмз-12с				
Н. Контр.	Панченко										
Утверд.											

7 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.1 Конструктивні особливості спірального відводу.	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2 Розрахунок і проектування спіральної камери.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.1 Визначення діаметра початкової окружності	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.2 Визначення ширини входу в спіраль .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.6 Визначення площі розрахункового перерізу .	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{розрах}$ .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.8 Визначення площ проміжних перерізів.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.2.9 Побудова плану спіралі.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
8.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки..	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
9 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА .....	53
9.1 Визначення осьової сили .....	53
9.2 Визначення радіальної сили.....	55
10 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ .....	56
11 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА .....	58
11.1 Вибір типу ущільнення.....	58
11.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	60
12 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА .....	61
13 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ .....	62
13.1 Розрахунок реакцій в опорах .....	62
13.2 Розрахунок довговічності підшипників .....	64
13.3 Розрахунок вала на статичну міцність .....	66
13.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом.....	68
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	81



					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

## ВСТУП

Відцентрові одноступеневі консольні насоси широко застосовують для перекачування широкого спектру рідин та гідросумішей (двофазних та багатофазних). Зазвичай ці насоси мають осьове підведення перекачуваної рідини (вісь усмоктувального патрубку співпадає з віссю ротора насоса) та тангенціальний напірний патрубок. Переднє ущільнення – щілинне. Кінцеве ущільнення – сальникове або торцеве (залежно від виду перекачуваної рідини та умов експлуатації насоса). Ці насоси досить прості у експлуатації та мають високий показник ремонтпридатності. Привід насоса здійснюється за допомогою електричного двигуна, з'єданого із насосом через пружну муфту (зазвичай втулково-пальцеву). Достатньо проста конструкція насоса обумовлює велику кількість виробників насосів цього типу, що призводить до високої конкуренції між ними та відповідно боротьбою за увагу покупця шляхом застосування додаткових опцій у вигляді спеціальних пристроїв, що покращують експлуатаційні якості насоса та полегшують працівникам роботу з цими насосами під час їхнього обслуговування та ремонту. Також необхідно зауважити про можливість застосування широкого спектру матеріалів проточної частини насоса та інших його деталей. Це можуть бути як різноманітні метали та їх сплави, так і композитні матеріали, пластмаси тощо.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



# 1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані : подача  $Q = 360 \text{ м}^3/\text{год}$ , напор  $H = 50 \text{ м}$ .

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступеневих насосів типу К [1].

Відповідно до цього вибираємо як базу для подальшого проектування одноступеневий насос консольного типу із осьовим підведенням перекачуваної рідини та закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання ротора насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [1]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.1)$$

де  $n$  – частота обертання вала, об/хв;

$Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H$  – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого насоса дорівнює 1.

Проведемо розрахунок для двох частот обертання  $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$  і  $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$ .

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$ :

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{350}}{60 \cdot 60^{3/4}} = 79.$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$ :

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{350}}{60 \cdot 60^{3/4}} = 158.$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Під час вибору частоти обертання ротора насоса необхідно врахувати, що чим більшою є частота, тим меншими будуть розміри насоса, більшим  $n_s$  і вищим його ККД. Проте можуть погіршуватися кавітаційні якості насоса.

За заданих параметрів насос буде забезпечувати надійну роботу за частоти обертання  $n = 3000$  об/хв. Габарити його будуть невеликими, ККД вище. Дану частоту приймаємо в якості розрахункової.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Проектований насос – відцентровий, консольний, одноступеневий, горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваної рідини.

Базовою деталлю даного насоса є литий корпус, який має спіральний відвід, напірний патрубок який спрямований вертикально вгору.

Опорні лапи насоса розміщені у нижній частині корпусу насоса.

Основними складальними одиницями даного насоса є корпус і та виймальна частина.

Виймальна частина являє собою самостійну складальну одиницю. Така конструктивна особливість дозволяє робити ремонт виймальної частини та насоса у цілому, не відокремлюючи корпус насоса від усмоктувального та напірного трубопроводів.

До складу виймальної частини належать: кронштейн, корпус ущільнювального сальника, закрите відцентрове робоче колесо, вал, півмуфта насоса, кінцеве ущільнення валу та різні кріпильні вироби.

В ущільненні валу застосована м'яка сальникова набивка з одношаровим обплетенням сердечника АГИ згідно з ГОСТ 5152-84.

Підтискання сальникової набивки під час експлуатації здійснюють за допомогою натискної втулки, що складається із двох половин (верхньої та нижньої) і натискного фланця. Сталеве кільце захищає насос від видавлювання сальникової набивки у проточку частину (у порожнину розвантажувальної камери).

Для створення умов нормальної роботи насоса обов'язково необхідно подати запірну воду до сальника, яка унеможливує підсмоктування повітря в порожнину насоса за тиску на вході нижче від атмосферного. Місце підводу води має бути закритим.

Розвантаження ротора насоса від осьових гідравлічних сил забезпечено виконанням щільного ущільнення на тильній стороні основного диска робочого

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

колеса. Відведення рідини із розвантажувальної камери здійснюється через отвори в колесі.

Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення, розміщеними у кронштейні, які є опорами ротора.

Напрямок обертання ротора насоса - за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

Передача крутного моменту від електричного двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулково – пальцевої муфти.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

# 1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

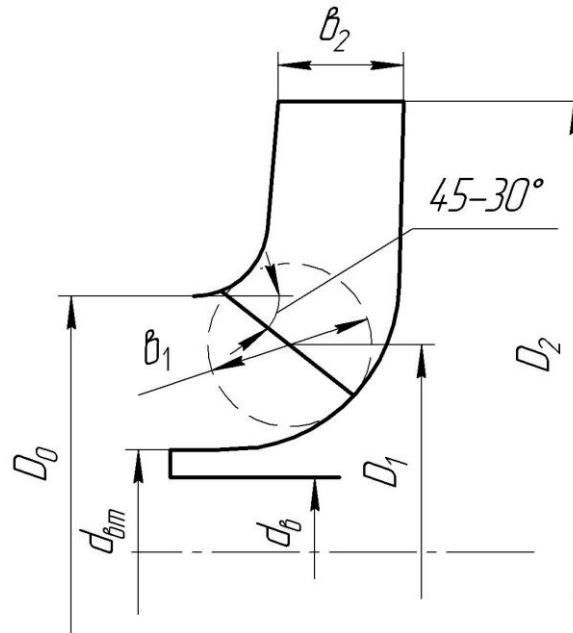


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

## 1.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ ), двопотокове ( $\alpha = 2$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000$ , кг/м<sup>3</sup>;
- подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 80$  м<sup>3</sup>/год = 0,0222, м<sup>3</sup>/с;
- напір  $H = 45$ , м;
- частота обертання  $n = 3000$ , об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{80}{3600}}}{45^{\frac{3}{4}}} = 94.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

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

Більші значення  $K_{ex}$  беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ( $D_{1np} < 70$  мм).

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_{\text{лр}} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{80}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 82,85 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 94^{-\frac{2}{3}}} = 0,968.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{\text{р.к.}} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{80}{0,968} = 82,64 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{лр}} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 82,85 - 0,172)^2} = 0,862.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 94^{-2}} = 0,915.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{\text{об}} \eta_{\Gamma} \eta'_M \eta_M,$$

де  $\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо:  $\eta_M = 0,95 - 0,99$  (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,968 \cdot 0,862 \cdot 0,915 \cdot 0,99 = 0,756$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 45}{3600 \cdot 0,756} = 12976 \text{ Вт}.$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_{\Gamma} = \frac{H}{\eta_{\Gamma}} = \frac{45}{0,862} = 52,2 \text{ м}.$$

## 1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{\text{к}}]}},$$

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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;

$[\tau_k] = 10 - 30$  МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 12976 = 14274 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{14274 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 45,4 \text{ Н·м,}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{45,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 22,47 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_e = 25 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_e = (1,2 - 1,25)25 = (30 - 31,25) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{em} = 31 \text{ мм.}$$

### 1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{вп}}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{82,85^2 + 31^2} = 88,46 \text{ мм.}$$

Отримане значення округляємо до цілого у більшу сторону.

$$D_0 = 89 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k.}}{3600\pi(D_0^2 - d_{em}^2)} = \frac{4 \cdot 82,64}{3600\pi(0,089^2 - 0,031^2)} = 4,2 \text{ м/с.}$$

Далі задаються положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса (аналогічно робочим колесам із високим ККД подібних  $n_s$ ).

Орієнтовно  $D_1$  беруть таким, що дорівнює  $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 89 = 71 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіус середньої точки  $R_1$ , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході  $\beta_{\text{вп}}$ .

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{71}{2} = 35,5 \text{ мм.}$$

Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. У першому наближенні

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

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

$$V'_{1m} = V_0 = 4,2 \text{ м/с.}$$

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

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

де  $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 4,2 = 5,25 \text{ м/с.}$$

У загальному випадку кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

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.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,071 \cdot 3000}{60} = 11,2 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах  $V_{1U} = 0$ . У насосах типу Д потік входить у робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, тому  $V_{1U} \neq 0$ . При цьому момент швидкості  $K_1 = V_{1U} R_1$  може бути визначений з виразу

$$K_1 = 0,063 \sqrt{\frac{Q_{p.k.}^2 n}{(3600)^2}}, \text{ м}^2/\text{с.}$$

Тоді для насосів типу Д швидкість  $V_{1U}$  визначається за виразом:

$$V_{1U} = \frac{0,123 \sqrt{\frac{Q_{p.k.}^2 n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,25}{11,2} = 25,11^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1II} + \Delta\beta.$$

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

$$\beta_1 = 25,11 + 5 = 30,11^\circ.$$

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



## 1.4 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 газорідних 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  $D_1 = 150-500$  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.

## 1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення  $\Psi'_1$  за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}$$

Повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_1 = \Psi'_1$ , визначають  $V_{1m}$ , потім  $\beta_{1II}$  та  $\Delta\beta$  (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 35,5 \sin 30,11^\circ}} = 1,23$$
$$|1,23 - 1,25| = 0,02 > 0,01$$

2-е наближення

$$V_{1m} = 1,23 \cdot 4,2 = 5,17 \text{ м/с.}$$
$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,17}{11,2} = 24,78^\circ$$
$$\beta_1 = 24,78 + 5 = 29,78^\circ$$
$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 35,5 \sin 29,78^\circ}} = 1,234$$
$$|1,234 - 1,23| = 0,004 < 0,01 - \text{ умова виконується.}$$

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходять з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{82,64}{3,14 \cdot 0,071 \cdot 5,17 \cdot 3600} = 0,020 \text{ м.}$$

### 1.6 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  $V_{2U} = 0,5U_2$ . Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 52,2}{0,5}} = 32 \text{ м/с,}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 32}{3,14 \cdot 3000} = 0,204 \text{ м.}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

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

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

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 4,2 = 3,15 \text{ м/с.}$$

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  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ :

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right),$$

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;

$W_{2\infty}$  - 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.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$n_s$	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.

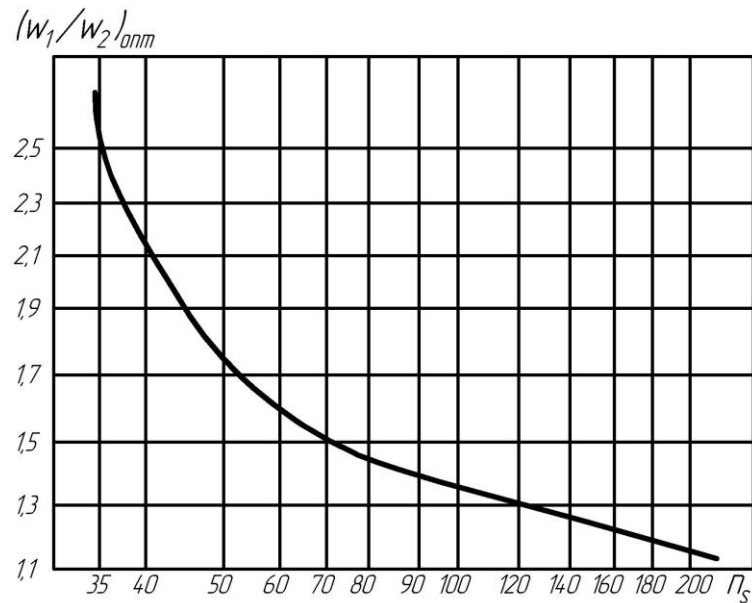


Рисунок 2 – Залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  від  $n_s$

При  $n_s = 84$  визначаємо за графіком  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,38$ .

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1\right) = \arcsin\left(1,38 \cdot \frac{1,07}{1,234} \cdot \frac{3,15}{4,2} \sin 29,78^\circ\right) = 26,47^\circ$$

### 1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

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

$$K_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}.$$

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

- при  $n_s < 150$ :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

де менші значення  $\Psi$  беруться для ретельно виконаних робочих коліс із лопатевими відводами;

- при  $n_s = 150 - 200$ :

$$\Psi = 1,6 \left( \sin \beta_2 + \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sin \beta_1 \right);$$

- при  $n_s > 200$ :

$$\Psi = \left( 1,7 + 13,3 \left( \frac{V_{2m}}{U_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right) \sin \beta_2.$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 26,47^\circ = 0,895$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2'} \right)^2} = 2 \frac{0,895}{7} \frac{1}{1 - \left( \frac{71}{204} \right)^2} = 0,291$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,291} = 0,775$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T_\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{45}{0,862 \cdot 0,775} = 67,36 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,07 \cdot 3,15 = 3,37 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{T_\infty} + V_{1U} U_1} =$$

$$= \frac{3,37}{2 \operatorname{tg} 26,47^\circ} + \sqrt{\left( \frac{3,37}{2 \operatorname{tg} 26,47^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 67,36 + 0} = 29,31 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 29,31}{\pi \cdot 3000} = 0,187 \text{ м.}$$

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

Після визначення  $s_2$  та  $D_2$  уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса

										Лист
										19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}$$

При цьому повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_2 = \Psi'_2$ , визначають  $V_{2m}$ ,  $\beta_2$  та  $D_2$ . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{\pi \cdot 187 \cdot \sin 26,47}} = 1,075$$

$$|1,075 - 1,07| = 0,005 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{82,64}{\pi \cdot 0,187 \cdot 3,37 \cdot 3600} = 0,012 \text{ м.}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

### 2.1 Загальні відомості

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 3).

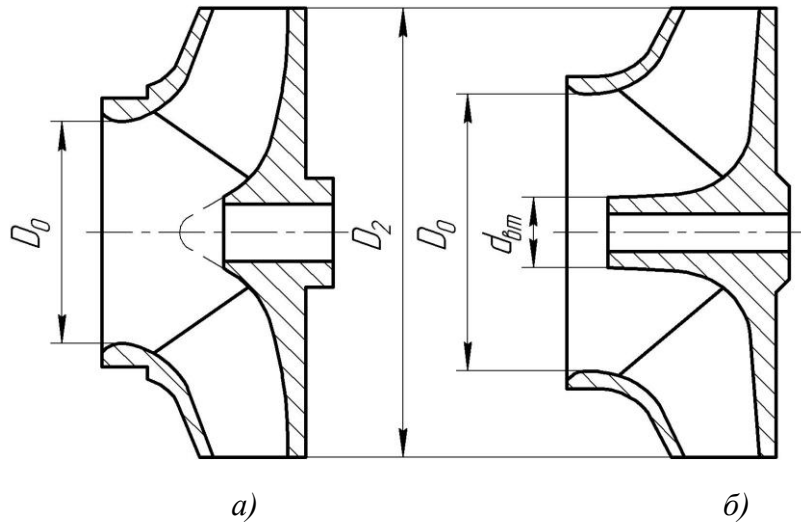


Рисунок 3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:  
а – робоче колесо консольного насоса;  
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 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  $D_{1np}$ .

Колеса з висунутою втулкою (рис. 3 б) застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{от}^2}.$$

З урахуванням конструктивних міркувань вибирають положення втулки, намічають 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. 4)  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0-5^\circ$ . Можливі випадки  $\gamma_1 \neq \gamma_2$  (тоді  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0$ );

- 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

										Лист
										21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями 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  $l_i$  від центра дуги радіусом  $R_H$  (див. рис. 4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

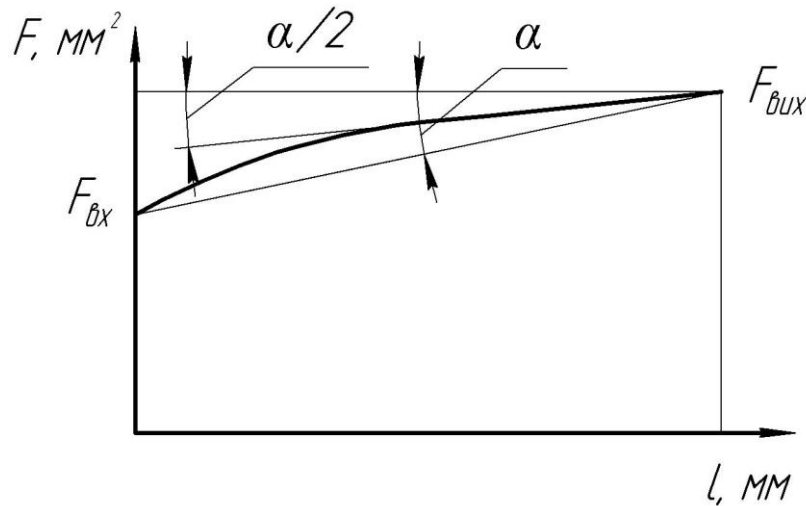


Рисунок 5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

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

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{см}}^2),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

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

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

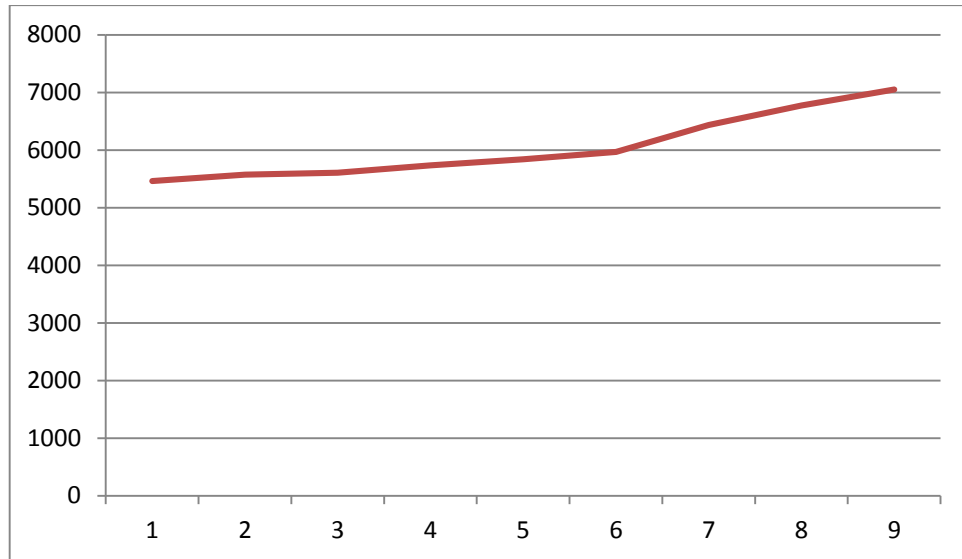
Величини  $r_i$  та  $b_i$  визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

									Лист
									23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					







Графік зміни площ меридіанного перерізу

### 3 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

#### 3.1 Побудова нормалей

Нормалі називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка  $F = f(l)$  (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки  $A$  і  $C$  дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 6 а). Точкою  $O$  позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки  $AO$ ,  $CO$  та  $AC$ . З точок  $A$  та  $C$  перпендикулярно до відрізків  $AO$  і  $CO$  проводять промені, що перетинаються у точці  $K$ , з якої радіусом  $R=KA=KC$  проводиться дуга  $AC$ , що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром  $D_2$ .

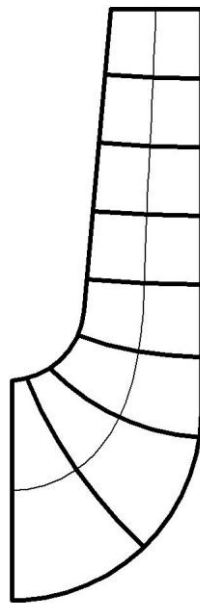


Рисунок 6 – Побудова нормалей

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості  $V_m$  вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість  $V_m = \frac{Q_{p.k.}}{F}$  береться сталою вздовж нормалі. Практика показала, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою ( $V_m = const$ ) вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від  $n_s$  та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2.

Таблиця 2

$n_s$	<100	100-150	150-300	300-450
Кількість потоків $k$	2	3	4-5	6-7
Кількість розрахункових перерізів (ліній течії) $n$	3	4	5-6	7-8

Приймаємо кількість потоків – 2.

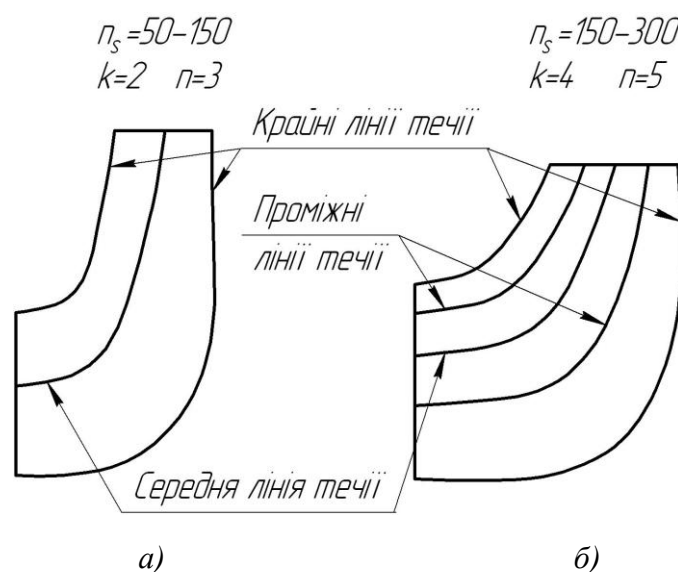


Рисунок 7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі, через кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600k} = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_1 = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_2 = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_k$$

де  $Q_{p.k.}$  - постійна витрата через робоче колесо;

$l$  - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{ц.м.}$  - відстань від центра тяжіння відрізка  $l$  до осі колеса.

Оскільки швидкість  $V_m$  вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.м.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки  $\frac{b_2}{k}$ . Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз  $I-I$ ) визначають з рівності

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = \dots = \frac{D_0^2 - d_{см}^2}{k} .$$

Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень. Необхідно провести ці лінії таким чином, щоб проточна частина колеса була розділена на частини, у яких протікали б однакові кількості рідини  $q$ . Для цього нормаль розбивають на ділянки  $l'$ ,  $l''$  та  $l'''$  (рис. 8). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток  $r_{ц.м.} l$ . Величини  $r_{ц.м.}$  та  $l$  визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова  $r'_{ц.м.} l' = r''_{ц.м.} l'' = r'''_{ц.м.} l'''$ . Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Ділянки нормалі у багатьох випадках унаслідок їх малої кривизни можна замінити на відрізки прямих.

										Лист
										28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

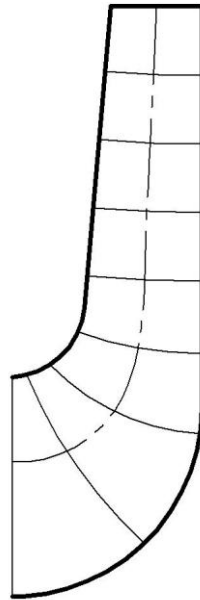


Рисунок 8 – Побудова ліній течії

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 4 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

### 4.1 Загальні положення

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 поверхні лопаті на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

### 4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 9) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно  $\Delta S$  та  $\Delta L$ . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом  $\Delta\phi$  між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює  $5-10^\circ$ , та радіусом конформного циліндра  $R_{к.ц.} = 150-200$  мм (іноді припускають, що  $R_{к.ц.} = R_2$ ), після чого визначають розміри  $\Delta S$  та  $\Delta L$  за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

де  $C$  - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ}.$$

Приймаємо  $R_{к.ц.} = 200$  мм,  $C = 10$ ,  $\Delta\phi = 10^\circ$ . Тоді

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм},$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34,91 \text{ мм}.$$

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

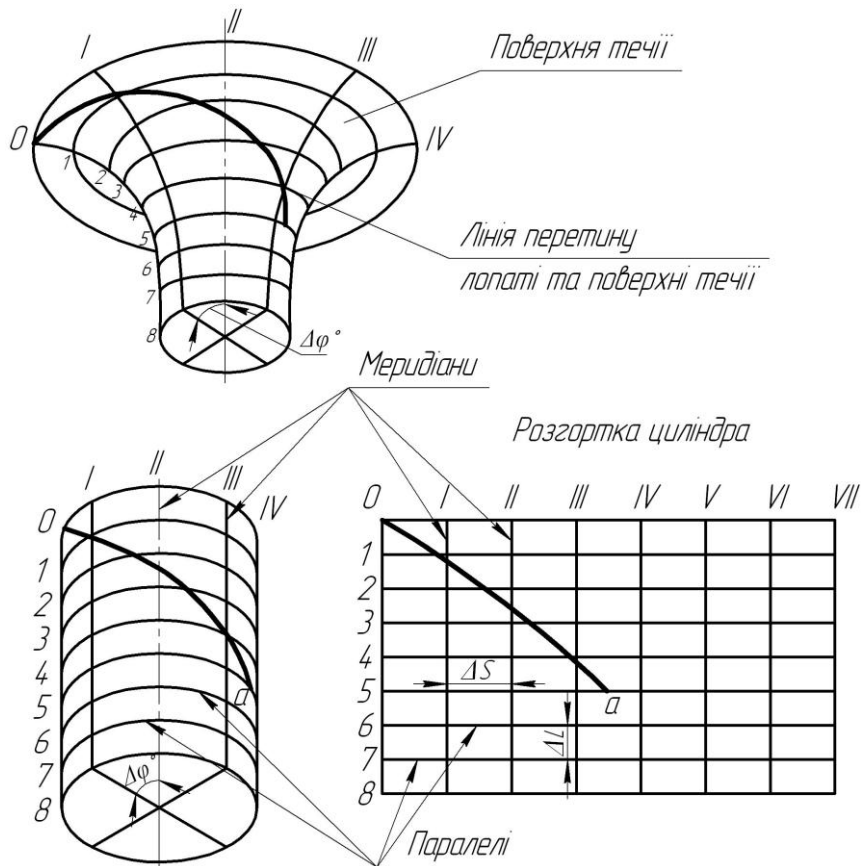


Рисунок 9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

#### 4.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії  $a$ ,  $b$ ,  $c$  (рис. 10) на відрізки  $\Delta l$  за умовами конформності

$$\frac{r_{icp}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const ,$$

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------



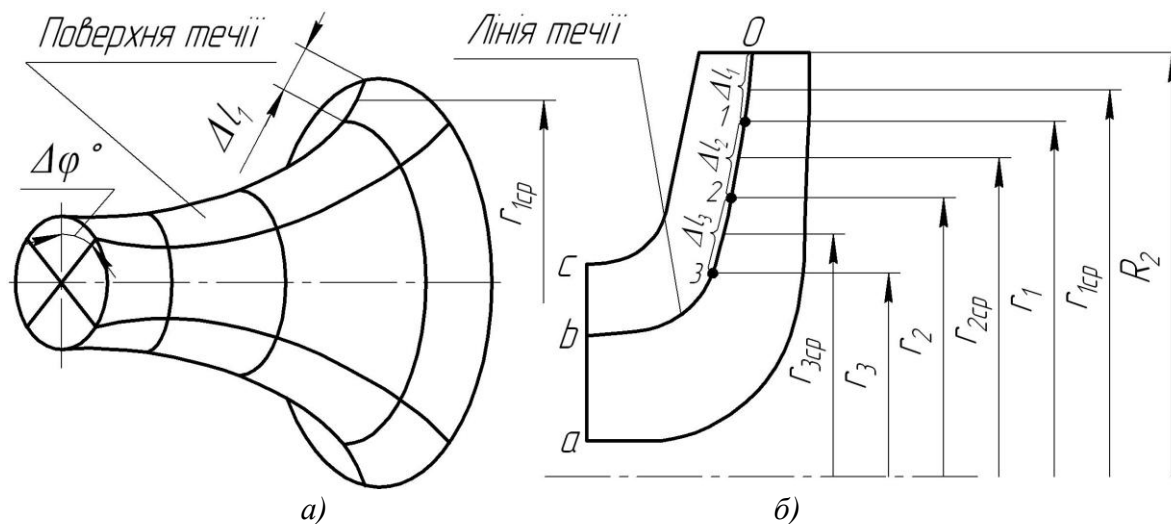


Рисунок 10 – Розбивка ліній течії

Для циліндричної поверхні  $R_{к.ц.} = const$ ,  $\Delta l = const$ . Для поверхні течії (рис. 10 а)  $r \neq const$ , тоді й  $\Delta l \neq const$ . Величини відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані  $r$ . При розрахунку відрізків  $\Delta l$  можна застосувати метод послідовного наближення. У першому наближенні довжину відрізка можна визначити з виразу

$$\Delta l'_1 = r'_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}},$$

де  $r'_{1cp} = R_2$ .

Відкладають відрізок  $\Delta l'_1$  від вихідної точки 0 вздовж лінії течії у бік входу, потім знаходять середину відрізка  $\Delta l'_1$  та з креслення визначають уточнену відстань  $r''_{1cp}$  від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l'_1$ . Обчислюють уточнене значення довжини відрізка (друге наближення)

$$\Delta l''_1 = r''_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}}.$$

Якщо величина  $\Delta l''_1$  відрізняється від  $\Delta l'_1$  більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину  $\Delta l_1$  відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії течії у бік входу. Отримують точку 1, яка є перетином кола паралелі з лінією течії. Аналогічно визначається наступний відрізок  $\Delta l_2$ , лише за вихідну точку береться отримана точка 1. При цьому у першому наближенні беремо  $r'_{2cp} = r_1$ . Таким методом розбивається на відрізки  $\Delta l$  кожна лінія течії. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення вхідної кромки лопаті. Після розбивки кожної лінії течії на відрізки  $\Delta l$  необхідно виконати контроль

$$\sum \Delta l = l_{0-i},$$

де  $\sum \Delta l$  - сумарна довжина відрізків  $\Delta l$ ;

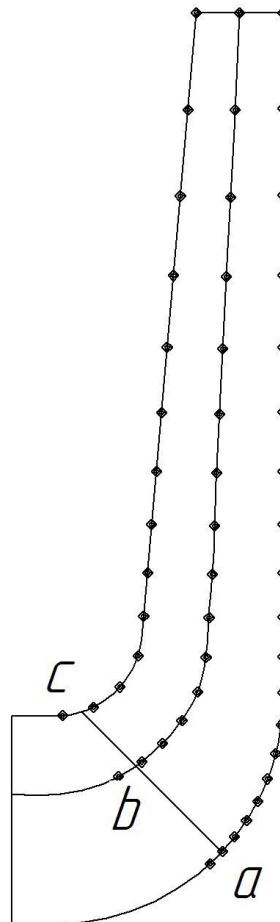
$l_{0-i}$  - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки  $i$ .

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охвата  $\Theta$  лопаті, який в основному залежить від  $n_s$  (табл. 4).

Таблиця 4

$n_s$	50-70	70-100	100-300	300-400
$\Theta$ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охвату  $120^\circ$ .



Побудова координатної сітки

#### 4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до кута  $\beta_2$ .

2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромки лопатей колеса.

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості, то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 11 – пунктирна лінія).

3. Ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії на довжині, що визначається на розгортці циліндра величиною  $\delta = \frac{t}{2}$ , де  $t$  - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра (рис. 11).

$$t = \frac{2\pi R_{\text{к.ц.}}}{z}$$

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута  $\beta_2$ .

4. Кут охоплення лопаті у плані (кут між меридіанними перерізами, що проходять через вхідну та вихідну кромки лопаті на розглядуваній лінії течії) повинен відповідати умові

$$\Theta \geq 1,5t^0,$$

де  $t^0 = \frac{360^0}{z}$  - кутовий крок лопатей.

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий (див. рис. 11):

- через точку  $I$  координатної сітки проводять промінь під кутом  $\beta_2$ ;
- на відстані  $\delta \geq \frac{1}{2}t$  від точки  $I$  проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці  $n_{\text{л}}$ ;
- з урахуванням вибору кута охоплення лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан  $i-i$ ;
- паралелі точок  $a, b, c$  для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки ( $a, b, c$ ) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

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

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

$y_i$  - відповідна відстань на лінії течії.

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



$$\beta_{1\text{Па}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,17}{14,15} = 20,07^\circ$$

$$\beta_{1a} = 20,07 + 5 = 25,07^\circ$$

#### 4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними перерізами називаються лінії перерізу поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 19) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

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

де  $x_i$  - відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;

$y_i$  - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

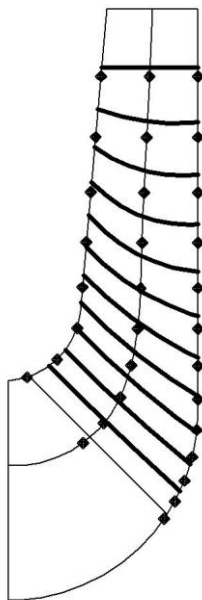


Рисунок 19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для більш точної побудови рекомендується будувати перехідні графіки  $l = f(\Delta L)$  для розрахункових ліній течії.

#### 4.6 Побудова лопаті у плані

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 20).

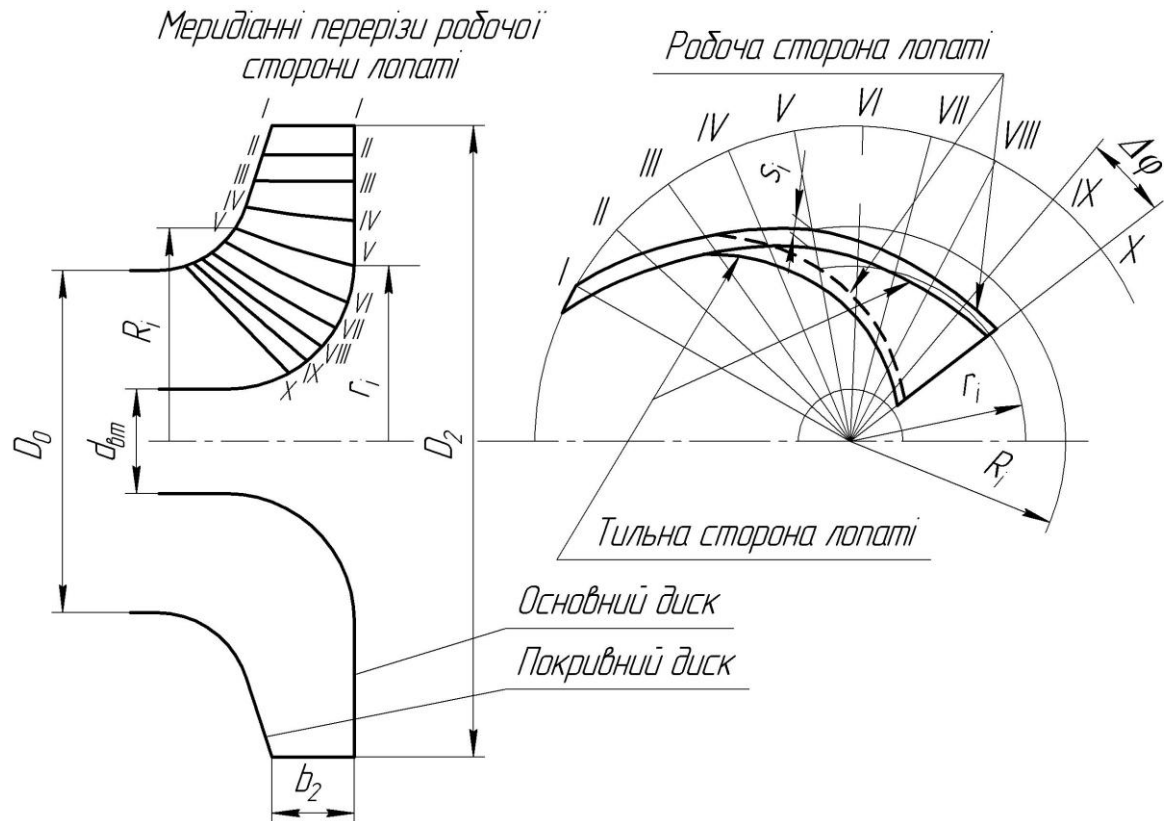


Рисунок 20 – Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами  $D_2$  та  $d_{em}$ , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани  $I, II, III...$  тощо з кутовим кроком  $\Delta\phi$ . Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

На меридіанній проекції вимірюють відстані  $R_i$  та  $r_i$  від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті  $s_i$  та будують тильну сторону лопаті. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою.

#### 5 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, за яким виготовляються лопаті. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Якщо меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса).

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

Для кожного меридіанного перерізу робочої сторони лопаті зазначають відповідну товщину лопаті.

Поряд з меридіанними перерізами креслять план робочого колеса, на якому проводять меридіани *I, II, III* тощо з кутовим кроком  $\Delta\varphi$ . На план переносять раніше побудовану проекцію лопаті, що відповідає виду на колесо з боку входу.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 6 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ

### 6.1 Конструктивні особливості спірального відводу

Спіральний відвід (див. рис. 1.1) являє собою камеру змінного перерізу (власне спіраль), розміщену навколо робочого колеса, що закінчується розбіжним напірним патрубком (дифузором).

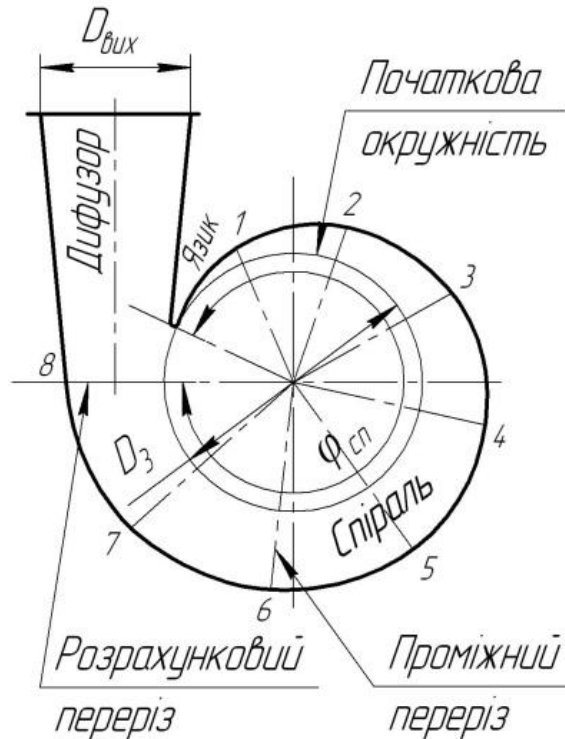


Рисунок 1.1 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом

Збільшення розмірів радіальних перерізів відбувається в напрямку обертання робочого колеса, починаючи від язика, де площа перерізу дорівнює нулю, до вихідного (розрахункового) перерізу.

Розміри й форму спіральної частини відводу характеризують такі величини (див. рис. 1.1 та 1.2).

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



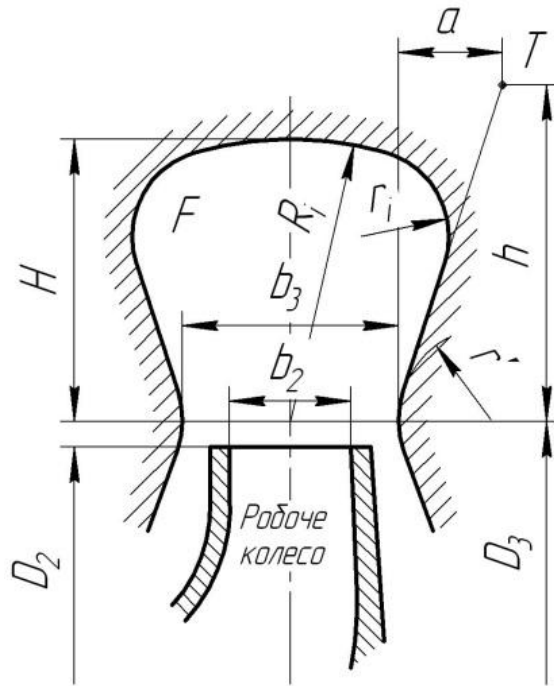


Рисунок 1.2 – Схема перерізу спіральної камери

На рисунках  $D_3$  – діаметр початкової окружності;  $b_3$  – ширина входу у відвід;  $\phi_{en}$  – кут обхвату спіральної камери.

Величини  $D_3$  і  $b_3$  визначаються залежно від розмірів робочого колеса, коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  і конструктивного виконання насоса.

Під час руху рідини усередині спірального відвода від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту  $\phi$ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_\phi = \frac{Q}{360} \cdot \phi^\circ$$

Витрата в спіральному відводі буде збільшуватися аж до вихідного перерізу, де вона дорівнюватиме подачі насоса  $Q_{вих} = Q$ .

Тому розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена подача насоса  $Q$ .

Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса  $Q$ , напір  $H$ , частота обертання  $n$ , коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , момент швидкості на виході з робочого колеса  $K_2$ , зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2$ , ширина робочого колеса на виході  $b_2$ , гідравлічний ККД  $\eta_2$ .

Значення  $n_s$ ,  $D_2$ ,  $b_2$ ,  $\eta_2$  визначають при розрахунку робочого колеса.

$$Q = 80 \text{ м}^3/\text{год};$$

										Лист
										40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.01ВР.000.00 ПЗ					

$H = 45, \text{ м};$   
 $n = 3000, \text{ об/хв};$   
 $n_s = 94$   
 $D_2 = 0,187 \text{ м};$   
 $b_2 = 0,012 \text{ м};$   
 $\eta_r = 0,862;$

## 6.2 Розрахунок і проектування спіральної камери

### 6.2.1 Визначення діаметра початкової окружності

Діаметр початкової окружності  $D_3$  рекомендують вибрати з умови мінімальних гідравлічних втрат у зазорі між робочим колесом і відводом і мінімальною віброактивністю насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для  $D_3$ , м:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2 = 2(1,03 - 1,05)0,0935 = 0,193 - 0,196 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$D_3 = 0,195 \text{ мм}$$

### 6.2.2 Визначення ширини входу в спіраль

Ширину  $b_3$  вибирають залежно від ширини  $b_2$  і діаметра  $D_2$  на виході лопатевого колеса:

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2 = 0,012 + 0,05 \cdot 0,187 = 21 \text{ мм}$$

### 6.2.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням  $a/h$  або кутом  $\gamma$  (див. рис. 2.4).

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

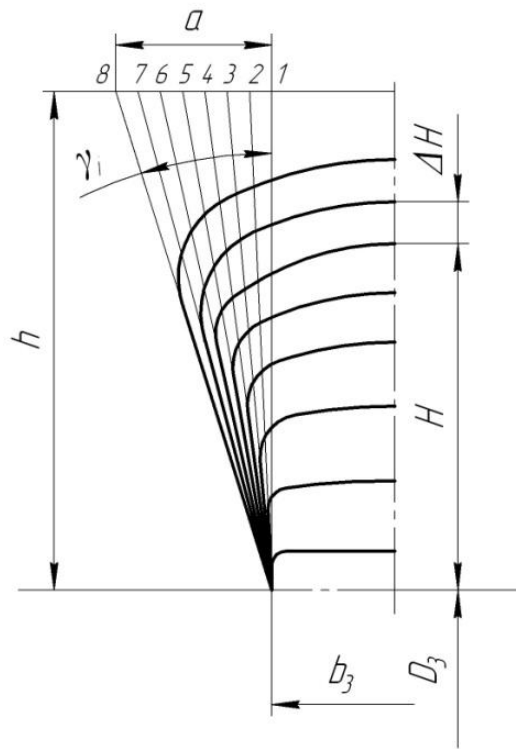


Рисунок 1.4 – Нахил бічних стінок спірального відводу

Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності. Так, для  $n_s = 50-60$   $\gamma = 10-16^\circ$  ( $a/h = 0,18-0,3$ ), а для  $n_s > 80$   $\gamma = 14-22^\circ$  ( $a/h = 0,25-0,4$ ).

Приймаємо  $\gamma = 16^\circ$

При  $n_s > 80$  кут  $\gamma$  рекомендується поступово зменшувати, переходячи від розрахункового перерізу до нульового. При цьому ширина спіралі  $a$  ділиться на рівні відрізки (див. рис. 2.4), кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі (як правило, будується 8, 12 або 16 перерізів, але частіше – 8).

#### 6.2.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані

Кут обхвату спіралі  $\phi_{en}$  (див. рис. 2.5) залежить від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$ .

										Лист
										42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

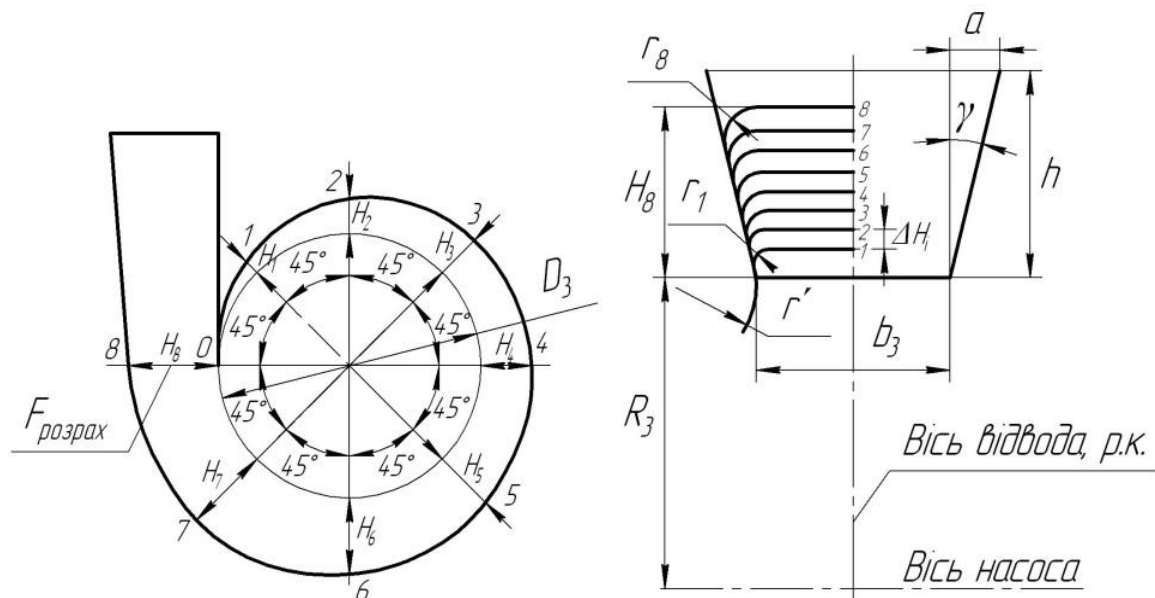


Рисунок 1.5 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо  $\varphi_{cn} = 360^\circ$ .

### 6.2.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі

Пропускна здатність спіралі  $A_{cn, \text{розрах}}$ , м, у вихідному перерізі визначається за формулою

$$A_{cn, \text{розрах}} = \frac{\varphi_{cn}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_c n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,862 \cdot 3000 \cdot 80}{30 \cdot 9,81 \cdot 45} = 49,08.$$

### 6.2.6 Визначення площі розрахункового перерізу

Існує зв'язок між розмірами перерізу спіралі та витратою рідини через цей переріз, який можна описати, використовуючи основне рівняння спіральної камери:

$$Q_i = K_2 \int_{R_3}^{r_i} \frac{b}{r} dr.$$

У цьому рівнянні добуток  $b \cdot dr = dS$  – елементарна площа, виділена в розрахунковому перерізі. Тоді випливає, що площа розрахункового перерізу  $S_{\text{розрах}}$  безпосередньо пов'язана з витратою рідини через цей переріз. Тому, зробивши послідовне інтегрування через елементарні площадки, можна визначити повну витрату рідини через розрахунковий переріз. Іншими словами, повна витрата рідини через розрахунковий переріз визначається підсумовуванням витрат через елементарні площадки цього перерізу:

$$Q_{\text{розрах}} = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i.$$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на  $n$  елементарних площадок  $\Delta S_i$  однакової висоти  $\Delta r$  (див. рис. 2.6). Для більш точного розрахунку  $\Delta r$  краще брати якнайменшим (як правило, беруть  $\Delta r = 1$  мм). Далі визначається витрата рідини через площадки, отримані витрати підсумовуються. При цьому постійно проводиться порівняння сумарної витрати з подачею насоса. Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ( $Q_{\text{розрах}} \approx 1,05Q$ ). Розрахунок при цьому зручно виконувати в табличній формі (див. табл. 2).

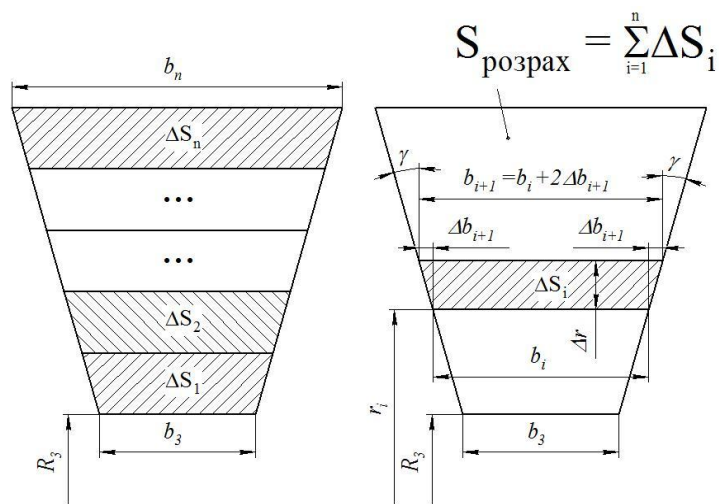


Рисунок 1.6 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

У табл. 2 ширину проміжних перерізів  $b_{i+1}$  (див. рис. 2.6) можна визначити за формулою

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 \cdot \Delta r \cdot \text{tg}(\gamma).$$

Момент швидкості  $K_2$ , м<sup>2</sup>/с, на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega},$$

де  $V_{u_2}$  – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса, м/с;

										Лист
										44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$R_2$  – зовнішній радіус робочого колеса, м;

$H_m = \frac{H}{\eta_2}$  – теоретичний напір, м;

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

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – кутова швидкість обертання робочого колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Тоді

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 52,2}{3,14 \cdot 3000} = 1,63 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Витрата  $\Delta Q_i$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\phi_{cn}}.$$

Таблиця 2 – Визначення площі розрахункового перерізу

№	$\Delta r$ , м	$r_i$ , м	$b_i$ , м	$B_i = b_i/r_i$	$(B_i + B_{i+1})/2$	$K_2 \cdot \Delta r \cdot (B_i + B_{i+1})/2$	$\Delta Q_i$	$\Sigma \Delta Q_i$
1	0,001	0,0935	0,021	0,225				
2	0,001	0,0945	0,022	0,233	0,229	0,000373	0,000373	0,000373
3	0,001	0,0955	0,023	0,241	0,237	0,000299	0,000299	0,000672
4	0,001	0,0965	0,024	0,249	0,245	0,000309	0,000309	0,000981
5	0,001	0,0975	0,025	0,256	0,2525	0,000319	0,000319	0,0013
6	0,001	0,0985	0,026	0,264	0,26	0,000328	0,000328	0,001628
7	0,001	0,0995	0,027	0,271	0,2675	0,000338	0,000338	0,001966
8	0,001	0,1005	0,028	0,279	0,275	0,000347	0,000347	0,002313
9	0,001	0,1015	0,029	0,286	0,2825	0,000357	0,000357	0,00267
10	0,001	0,1025	0,03	0,293	0,2895	0,000366	0,000366	0,003036
11	0,001	0,1035	0,031	0,3	0,2965	0,000374	0,000374	0,00341
12	0,001	0,1045	0,032	0,306	0,303	0,000383	0,000383	0,003793
13	0,001	0,1055	0,033	0,313	0,3095	0,000391	0,000391	0,004184
14	0,001	0,1065	0,034	0,319	0,316	0,000399	0,000399	0,004583
15	0,001	0,1075	0,035	0,326	0,3225	0,000407	0,000407	0,00499
16	0,001	0,1085	0,036	0,332	0,329	0,000416	0,000416	0,005406
17	0,001	0,1095	0,037	0,338	0,335	0,000423	0,000423	0,005829
18	0,001	0,1105	0,038	0,344	0,341	0,000431	0,000431	0,00626
19	0,001	0,1115	0,039	0,35	0,347	0,000438	0,000438	0,006698
20	0,001	0,1125	0,04	0,356	0,353	0,000446	0,000446	0,007144
21	0,001	0,1135	0,041	0,361	0,3585	0,000453	0,000453	0,007597
22	0,001	0,1145	0,042	0,367	0,364	0,00046	0,00046	0,008057
23	0,001	0,1155	0,043	0,372	0,3695	0,000467	0,000467	0,008524
24	0,001	0,1165	0,044	0,378	0,375	0,000474	0,000474	0,008998

25	0,001	0,1175	0,045	0,383	0,3805	0,000481	0,000481	0,009479
26	0,001	0,1185	0,046	0,388	0,3855	0,000487	0,000487	0,009966
27	0,001	0,1195	0,047	0,393	0,3905	0,000493	0,000493	0,010459
28	0,001	0,1205	0,048	0,398	0,3955	0,0005	0,0005	0,010959
29	0,001	0,1215	0,049	0,403	0,4005	0,000506	0,000506	0,011465
30	0,001	0,1225	0,05	0,408	0,4055	0,000512	0,000512	0,011977
31	0,001	0,1235	0,051	0,413	0,4105	0,000518	0,000518	0,012495
32	0,001	0,1245	0,052	0,418	0,4155	0,000525	0,000525	0,01302
33	0,001	0,1255	0,053	0,422	0,42	0,00053	0,00053	0,01355
34	0,001	0,1265	0,054	0,427	0,4245	0,000536	0,000536	0,014086
35	0,001	0,1275	0,055	0,431	0,429	0,000542	0,000542	0,014628
36	0,001	0,1285	0,056	0,436	0,4335	0,000548	0,000548	0,015176
37	0,001	0,1295	0,057	0,44	0,438	0,000553	0,000553	0,015729
38	0,001	0,1305	0,058	0,444	0,442	0,000558	0,000558	0,016287
39	0,001	0,1315	0,059	0,449	0,4465	0,000564	0,000564	0,016851
40	0,001	0,1325	0,06	0,453	0,451	0,00057	0,00057	0,017421
41	0,001	0,1335	0,061	0,457	0,455	0,000575	0,000575	0,017996
42	0,001	0,1345	0,062	0,461	0,459	0,00058	0,00058	0,018576
43	0,001	0,1355	0,063	0,465	0,463	0,000585	0,000585	0,019161
44	0,001	0,1365	0,064	0,469	0,467	0,00059	0,00059	0,019751
45	0,001	0,1375	0,065	0,473	0,471	0,000595	0,000595	0,020346
46	0,001	0,1385	0,066	0,477	0,475	0,0006	0,0006	0,020946
47	0,001	0,1395	0,067	0,48	0,4785	0,000604	0,000604	0,02155
48	0,001	0,1405	0,068	0,484	0,482	0,000609	0,000609	0,022159
49	0,001	0,1415	0,069	0,488	0,486	0,000614	0,000614	0,022773

За табличними даними будується графік  $Q = f(r)$ , який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 2.7 показаний приклад побудови розрахункового й проміжного перерізів. На прикладі побудова проводиться для спіралі з 8 перерізами. Тобто  $Q_{\text{розрах}} = Q_8$ . Для 12 й 16 перерізів підхід до побудови точно такий самий, тільки розрахункові перерізи будуть відповідати 12 й 16 перерізам. По осі  $Q$  відкладається  $Q = Q_{\text{розрах}}$ . Йому відповідає розмір  $H'_8$  (для 8-го перерізу спіралі), що обмежить площу трапеції, яка відповідає площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом  $R_8$  за умови забезпечення рівності статичних моментів площ  $F_x$  і  $F_y$ :

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y,$$

де  $r_x$  і  $r_y$  – радіуси розміщення центрів ваги площ  $F_x$  і  $F_y$ .

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Після чого визначають дійсну висоту розрахункового перерізу  $H_8$ . Вона буде більшою, ніж  $H'_8$ .

При цьому висота трапеції збільшиться до величини  $H_8$ .

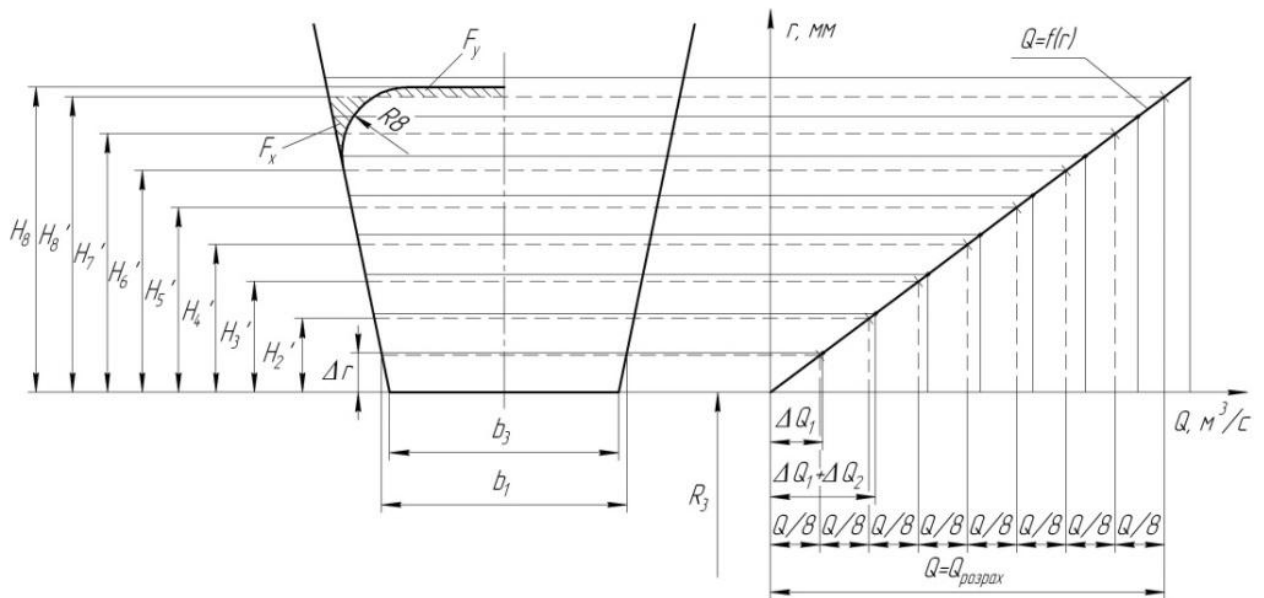


Рисунок 1.7 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ( $F_{\text{розрах}} = F_8$ ) і проміжних ( $F_1 - F_7$ ) перерізів

### 6.2.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{\text{розрах}}$

Перед побудовою проміжних перерізів спіралі необхідно переконатися в правильності визначення  $F_{\text{розрах}}$ . Для цього будується площа  $F_{\text{пр}}$  (див. рис. 2.8).

Методика побудови  $F_{\text{пр}}$  така: меридіанний переріз розсікається кількома паралельними прямими  $x-x$ , паралельними осі насоса, а через точки їхнього перетинання з контуром перерізу і довільну точку  $0$  на осі обертання колеса проводять прямі  $x-0$ . Далі проводять пряму  $P-P$  на довільній полюсній відстані  $\rho$  від осі насоса (часто для спрощення беруть  $\rho = D_3/2$ ) й опускають перпендикуляри із точок перетинання прямих  $P-P$  і  $x-0$  на відповідні лінії  $x-x$ . Отримана таким чином система точок утворить контур наведеного перерізу (пунктирна лінія на рис. 2.8). Критерієм правильності визначення  $F_{\text{розрах}}$  є умова

$$A_{\text{сп. розрах}} \approx A_{\text{сп. граф}},$$

$$\text{де } A_{\text{сп. граф}} = F_{\text{пр}} / \rho.$$



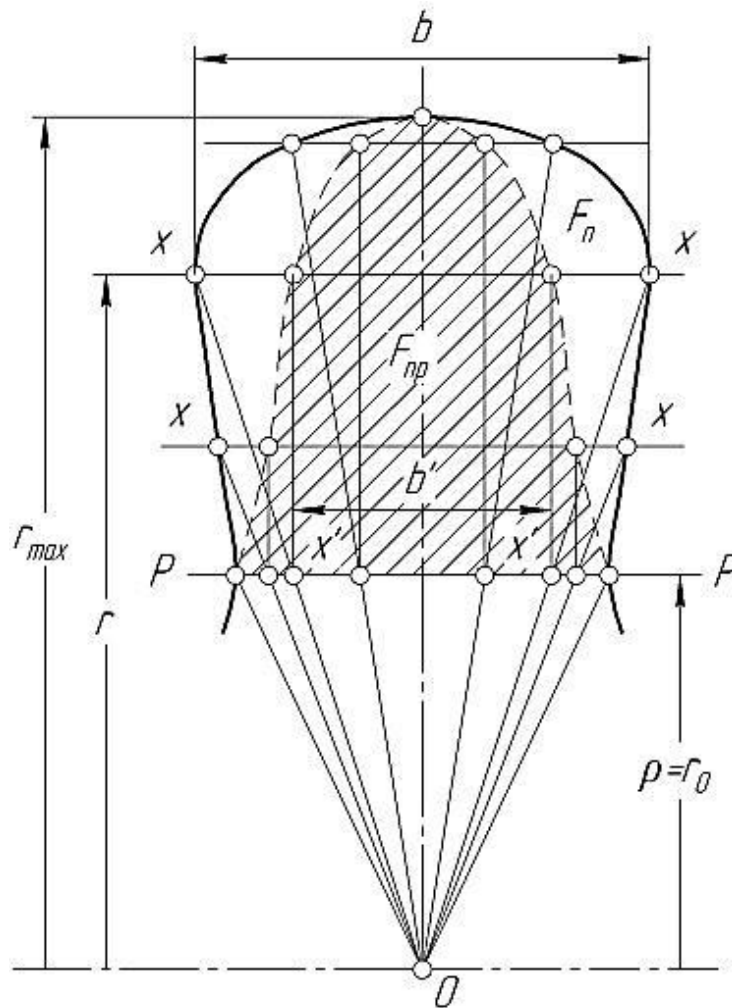


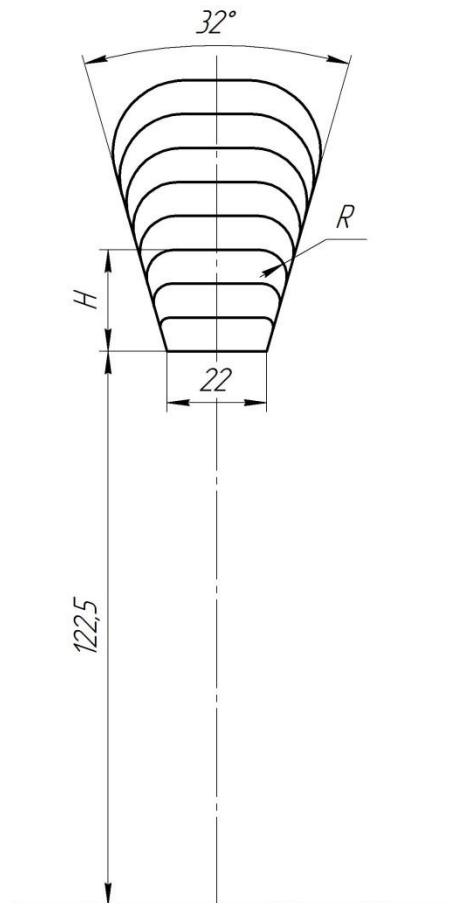
Рисунок 1.8 – Перевірка правильності визначення  $F_{\text{розрах}}$

$$A_{\text{сп.граф}} = \frac{5,95}{0,1225} = 48,6 \approx A_{\text{сп.розрах}} = 49,08$$

Умова виконується

### 6.2.8 Визначення площ проміжних перерізів.

Після побудови розрахункового перерізу переходять до побудови проміжних перерізів. Для цього на графіку  $Q = f(r)$  розбивають  $Q_{\text{розрах}}$  на рівні частини, кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі. Аналогічно побудові розрахункового перерізу визначають розміри проміжних  $H'_1 - H'_7$ . Гострі кути скругляються радіусами  $r'_1 - r'_7$  і визначаються дійсні розміри  $H_1 - H_7$ .



Побудова проміжних перерізів

### 6.2.9 Побудова плану спіралі

План спіралі будується в такій послідовності:

- від початкової окружності діаметром  $D_3$  у перерізах (після їхньої розмітки) відкладають відповідні висоти  $H_1 - H_8$  (див. рис. 2.5);

- отримані точки з'єднують дугами різних радіусів (три-чотири радіуси). Радіуси повинні плавно зростати в міру видалення від язика. Дуга кожного радіуса повинна без перегинів сполучатися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на рис. 2.9, і полягає в тому, що точка сполучення двох сусідніх дуг і центри їхніх радіусів повинні лежати на одній прямій. Побудова починається від язика. Точки сполучення дуг фіксуються відносно точок 1, 2 і т. д. радіусами  $m_1, m_2$  і т. д.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

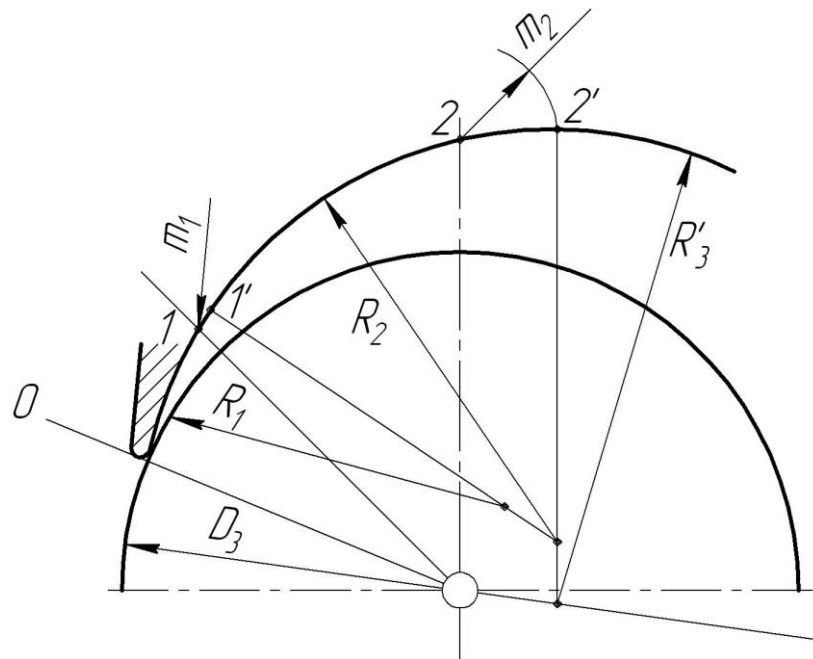


Рисунок 1.9 – Побудова контуру спіралі

### 6.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Дифузорна ділянка (див. рис. 2.1, 2.10) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром  $D_{вих}$ .

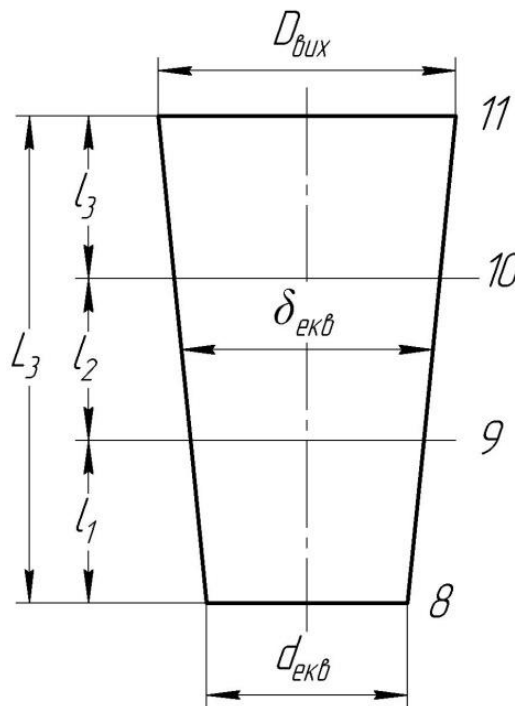


Рисунок 1.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

Середня швидкість на виході з насоса ( $V_{вих}$ ) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с.

Діаметр напірного патрубку визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60}{3,14 \cdot 3600 \cdot 4}} = 0,0729 \text{ м.}$$

Після розрахунку  $D_{вих}$  його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400 мм і т. д.;

Приймаємо  $D_{вих} = 65$  мм.

Довжина дифузора  $L$  і кут його конусності з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left( \frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L} \right),$$

де  $\varepsilon_{opt} = 8 - 10^\circ$  – оптимальний кут конусності дифузора;

$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{розрах}}{\pi}}$  – еквівалентний діаметр розрахункового перерізу.

Тоді

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2146}{\pi}} = 52,27 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $L = 150$  мм.

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left( \frac{65 - 52,27}{2 \cdot 150} \right) = 9,9^\circ - \text{умова виконується.}$$

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора (див. рис. 2.10, 2.11). Сполучаємо окружність діаметром  $D_{вих}$  і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 2.11);

										Лист
										51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

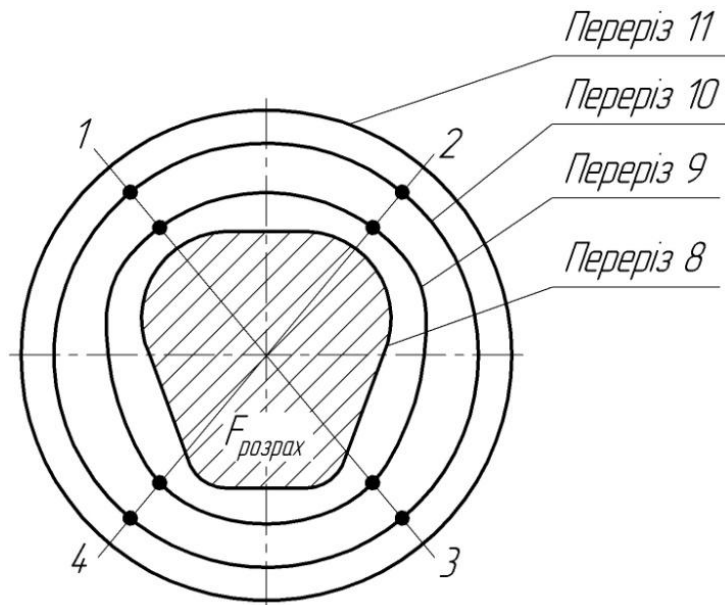


Рисунок 1.11 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

Довільно проводимо промені 1, 2, 3 і т. д. і ділимо відрізки цих променів між контурами основ конуса (між перетинами 8 й 11) на частини, пропорційні відрізкам  $l_1$ ,  $l_2$  і  $l_3$  (див. рис. 2.10, 2.11). Отримані точки з'єднуюємо плавними кривими, які і будуть шуканими перерізами 9–9 й 10–10.

На кресленні відводу дані перерізи позначені необхідними для побудови розмірами.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 9 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА

### 9.1 Визначення осьової сили

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

Для врівноваження осьової сили в насосі приблизно симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 3.1).

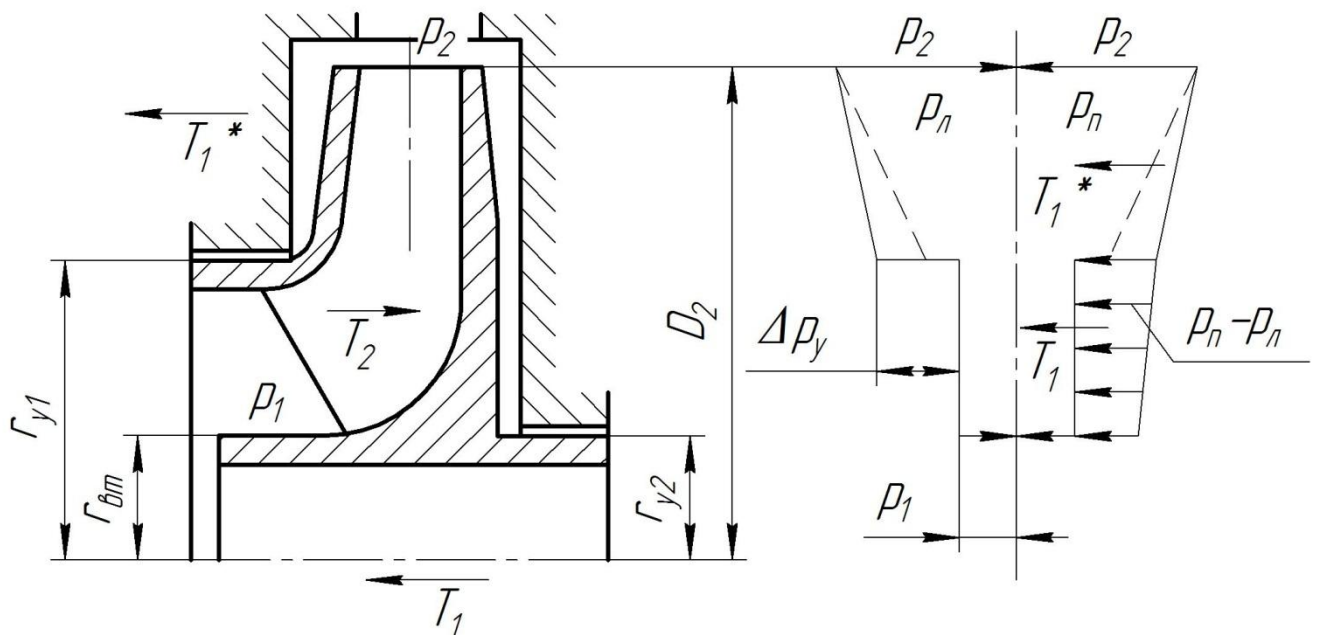


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил в насосі

Однак повне врівноваження осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зношення ущільнення  $T_1^*$  і сила  $T_2$ , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношенні ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$  спрямована в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

										Лист
										53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right) \quad (3.4)$$

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,1028 \text{ м}, \quad r_2 = 0,135 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,298 \cdot 3000}{60} = 36,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,154^2 - 0,1029^2) \cdot 10738 \frac{36,7^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \frac{0,154^2}{0,154^2 - 0,1029^2} \cdot \ln \frac{0,154^2}{0,1029^2} + \frac{0,154^2 + 0,1029^2}{2 \cdot 0,154^2} - 2) = 667 \text{ Н}$$

По осі насоса діє також динамічна сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осевого напрямку руху на радіальне.

Сила  $T_2$  дорівнює [1]:

$$T_2 = B \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.6)$$

де  $B = 1$  – для радіальних коліс,

$v_0$  – швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість  $v_0$

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.7)$$

де  $S_0$  – площа вхідного перізу колеса, м<sup>2</sup>.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$S_0 = \frac{\pi (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де  $D_0$  – діаметр входу в колесо,  $D_0 = 0.165$  м,

$d_{BT}$  – діаметр втулки,  $d_{BT} = 0,070$  м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,165^2 - 0,070^2)}{4} = 0,0195 \text{ м}^2,$$

$$v_0 = \frac{350}{3600 \cdot 0,0195} = 4,05 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{10657 \cdot 326}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,05 = 611 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1 * - T_2 \quad (3.9)$$

$$T = 667 - 611 = 56 \text{ Н}$$

## 9.2 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left( 1 - \left( \frac{Q}{Q_{\text{ОПТ}}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2, \quad (3.10)$$

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$D_2 = 0,265 \text{ м,}$$

$b_2$  – ширина колеса на вході, що включає в себе і товщину його дисків,

$$b_2 = 0,040 \text{ м.}$$

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 135$ ,  $K_R = 0,28$ .

Максимальна сила буде на режимі  $Q = 0$ .

$$R = 0,31 \cdot 1 \cdot 895 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 0,310 \cdot 0,035 = 2877 \text{ Н.}$$

## 10 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.11)$$

де  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – коефіцієнти,

$v_0$  – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

$W_1$  – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при безударном вході на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

$$\lambda_1 = 1,15, \quad \lambda_2 = 0,25.$$

Швидкість  $v_0 = 4,05$  м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.12)$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

де  $U_1$  – кругова швидкість на вході в колесо,

$v_{m1}$  – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.13)$$

де  $D_1$  – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,170 = 0,135 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,135 \cdot 3000}{60} = 29,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості  $v_{m1}$

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (3.14)$$

де  $\psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

При  $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 4,05 = 5,06 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{29,6^2 + 5,06^2} = 31,4 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,15 \frac{4,05^2}{2 \cdot 9,81} + 0,25 \frac{31,4^2}{2 \cdot 9,81} = 8,11 \text{ м.}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n / \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (3.15)$$

$$C = \frac{5,06 \cdot 3000 \cdot \sqrt{360}}{60 \cdot 8,11^{3/4}} = 1144.$$

Отримане значення  $C = 1144$  показує, що насос має хороші кавітаційні якості [3].

## 11 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

### 11.1 Вибір типу ущільнення

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосовано сальникове ущільнення (рис. 4.1).

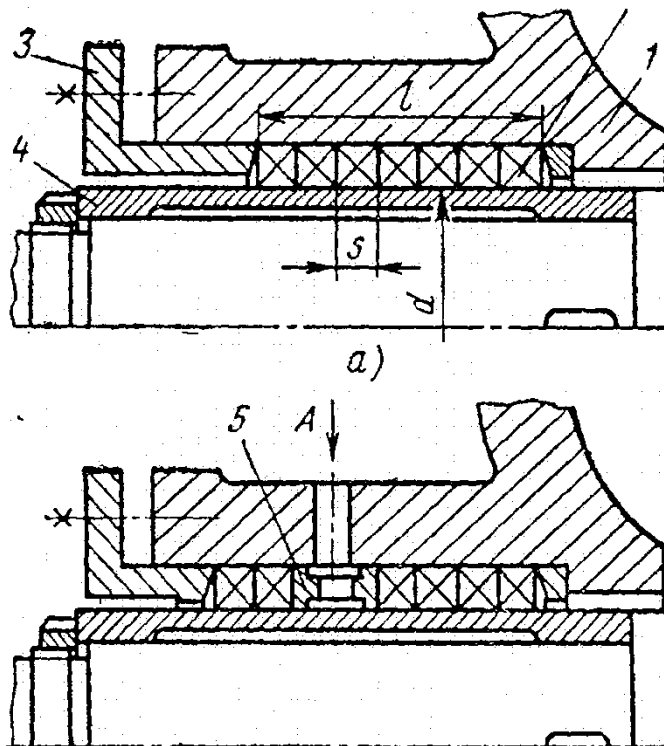


Рисунок 4.1 – Схема сальникового ущільнення

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу в вузол ущільнення подається запірна рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості запірної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40<sup>0</sup>С. Витрата води, яка подається в сальнику 0,01 м<sup>3</sup>/год.

Згідно [1] товщина кільця набивка

$$S = \sqrt{d}, \quad (4.1)$$

де  $d$  – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ( $d = 80$  мм).

$$S = \sqrt{80} = 9,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 10$  мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (4.2)$$

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

$s$  – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Відповідно до ГОСТу 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 12х12.

## 11.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (4.3)$$

де  $r$  – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 3,9 \text{ см})$$

$n$  – частота обертання вала, об/хв,

$\sigma_0$  – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см<sup>2</sup>,

$l$  – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$  – коефіцієнт тертя набивки,

$f$  – коефіцієнт тертя ( $f = 0,01 - 0,1$ ).

Контактне напруження

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (4.4)$$

де  $l$  – довжина пакета ( $l = 4,0$  см),

$f = 0,05$  – коефіцієнт тертя,

$s$  – товщина кільця сальникової набивки, см ( $s = 1,0$  см),

$P_0$  – тиск на вході в насос ( $P_0 = 6$  кг/см<sup>2</sup>).

$$\sigma_0 = 6 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,0}{1,0}} = 7,32 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 4,33 \cdot 10^{-5} \cdot 2970 \cdot 4,0^2 \cdot 1,44 \cdot 9,37 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,0}{1,0}}\right) = 1,91 \text{ кВт.}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 12 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

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

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 350 \cdot 50}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,79} = 89,8 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,79$  – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

де  $K = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт, враховує допустиме граничне відхилення напору.  
Приймаємо  $K = 1,1$ .

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 89,8 = 98,7 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2У3 з параметрами:

Потужність – 110 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 13 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 13.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

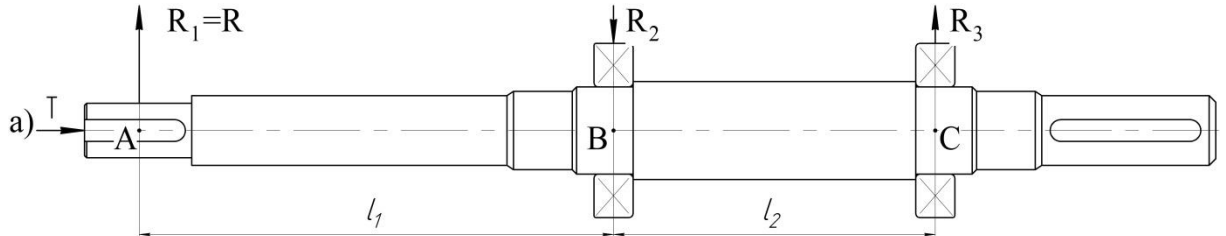


Рисунок 13.1 – Схема навантаження вала

Навантаження  $P_1$  визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (6.1)$$

де  $G_K$  – вага робочого колеса, Н,

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

$R$  – радіальна сила, Н.

$$G_K = 88 \text{ Н}, G_{1B} = 59 \text{ Н}, R = 2988 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 88 + \frac{1}{3} \cdot 59 + 2988 = 3155 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (6.2)$$

де  $G_{2B}$  – вага вала на ділянці  $l_2$ , Н.

$$G_{2B} = 81 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 81 = 27 \text{ Н}.$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Навантаження  $P_3$ :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (6.3)$$

де  $G_{\text{ПМ}}$  – вага напівмуфтами,  $G_{3\text{В}}$  – вага вала на ділянці  $l_3$ , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 71 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 39 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 71 + \frac{1}{3} \cdot 39 = 80 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

$R_A$  і  $R_B$  – реакції в опорах А і В.

Розміри вала:  $l_1 = 0,300$  м,  $l_2 = 0,165$  м,  $l_3 = 0,145$  м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{3378 \cdot 0,295 - 81(0,165 + 0,145) - 29 \cdot 0,165 / 2}{0,165} = 5111 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (6.6)$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{29 \cdot 0,195/2 + 2978 \cdot (0,295 + 0,165) - 81 \cdot 0,145}{0,165} = 6911 \text{ Н.}$$

### 13.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений підшипник 32314 ГОСТ 8328-75, підшипник 314 ГОСТ 8338-75, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 61555 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 80115 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьову і радіальну навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (6.8)$$

де С – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

Р - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P = ( X V F_r + Y F_a ) = K_T K_\delta \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки  $K_\delta = 1,2$ , температурний коефіцієнт  $K_T = 1,0$ , коефіцієнт обертання  $V = 1$ .

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 6911 \text{ Н}; \quad F_a = A = T = 411 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{411}{1 \cdot 6911} = 0,049$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{411}{61555} = 0,0041$$

При цьому  $e = 0,115$ .

Так як  $F_a / V \cdot F_r < e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 1$ .

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y$

$$Y = 0$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 6911 + 0 \cdot 511) \cdot 1 \cdot 1,15 = 7122 \text{ Н}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left( \frac{80278}{7122} \right)^3 = 15124 \text{ г.}$$

### 13.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

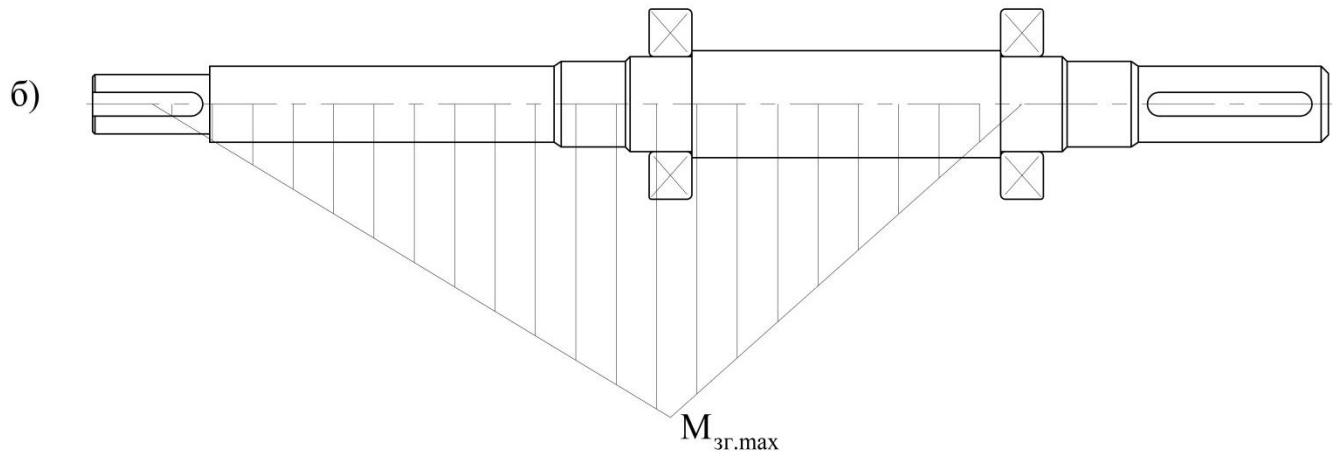


Рисунок 13.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_1 \quad (6.10)$$

$$P_1 = 3177 \text{ Н, } l_1 = 0,295 \text{ м,}$$

$$M_u = 3177 \cdot 0,295 = 812 \text{ Н} \cdot \text{ м.}$$

Найбільший крутний момент на валу

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де N – потужність насоса, N = 88,6 (див.розд.5)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{88,6}{3000} = 402 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{и}} = 0,1d^3 \quad (6.12)$$

де d = 65 мм – діаметр вала під підшипники

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,065^3 = 29,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (6.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,065^3 = 57,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{801}{51,7 \cdot 10^{-6}} = 20,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,8 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (6.15)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{405}{81,3 \cdot 10^{-6}} = 3,91 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,91 \text{ МПа}.$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau_{\text{КР}}^2} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{19,8^2 + 3 \cdot 3,91^2} = 21,1 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 775 \text{ МПа}$ .

Запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{ЕКВ}}} \quad (6.17)$$

$$n_{\text{T}} = \frac{805}{21,1} = 38$$

Умова міцності виконується.

### 13.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 775 \text{ МПа}$ .

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 345 \text{ МПа}$ .

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 435 \text{ МПа}$ .

Крутний момент на валу

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{\text{кр}} = 405 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$$

При розрахунку шпоночного з'єднання вала з колесом визначальним є напруження змінання

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.18)$$

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки,

$t_1$  – глибина паза шпонки,

$h$  – висота шпонки,

$d$  – діаметр вала.

$$l_p = l - b = 48 - 12 = 36 \text{ мм}, t_1 = 5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 48 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 405}{0,061 \cdot 0,051 \cdot (0,008 - 0,005)} = 81,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 81,2 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження змінання обчислюємо для матеріалу (шпонка), що має найнижчу межа текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.19)$$

Для матеріалу вала

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$[\sigma_{\text{CM}}] = 0,67 \cdot 345 = 205 \text{ МПа}$$

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

Умови міцності на зминання виконується.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 14 Економічний розділ

### Організаційна структура управління підприємством

Під організаційною структурою управління підприємством (організацією, установою) у найбільш широкому значенні розуміють склад, взаємодію, підпорядкованість, а також ще й розподіл різного виду та типу роботи за підрозділами організації (установи) та керівними органами, між якими необхідно сформувавши певні усталені відносини, які будуть пов'язані із реалізацією ними владних повноважень, потоків різного типу та виду розпоряджень та інформації.

Обов'язковою основою для виникнення та стабільного функціонування того або іншого типу чи виду організаційної структури управління на підприємстві (організації, установі), а також передумовою зростання виробництва є горизонтальний розподіл праці між робітниками (працівниками, персоналом), за якого увесь об'єм виконуваних робіт розкладають на відповідні компоненти.

Г. Мінцберг виділяє п'ять технологій координації роботи на підприємстві під час реалізації його організаційної структури:

- взаємне узгодження;
- прямий контроль;
- визначення стандартів для виконуваних на підприємстві (організації, установі) технологічних робочих процесів;
- визначення стандартів для випуску продукції підприємства;
- визначення стандартів для знань, умінь та навичок робітників (працівників, персоналу).

Взаємне узгодження процесів управління підприємством допомагає ефективній координації виробничих процесів завдяки широкому впровадженню різного штибу процесів неформального спілкування, коли увесь контроль на усіма робочими технологічними процесами здійснюють безпосередньо робітники (працівники, персонал). Такий безпосередній контроль значним чином сприяє координації виробничих технологічних та іншого типу процесів у тому плані, що

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



відповідальність за виконувану іншими робітниками (працівниками, персоналом) роботу безпосередньо на робочому місці або пов'язану із технологічним процесом на підприємстві, постановлення ним задач та обов'язковий нагляд за їхніми діями є обов'язком для однієї людини (робітника, працівника). Процес виконання робочих виробничих технологічних процесів може бути також координований і без безпосереднього прямого чи непрямого контролю та взаємного узгодження між робітниками (працівниками).

Процес праці під час виконання виробничих технологічних процесів, його вихідні умови та очікувані результати можна заздалегідь запланувати таким чином, щоб вони відповідали заданим стандартам.

1. Визначення вказаних стандартів робочих виробничих або невиробничих процесів передбачає перед собою чітке програмування або ж визначення конкретного вмісту праці робітника (працівника).
2. Визначення стандартів випуску продукції підприємством (організацією, установою) передбачає перед собою визначення результатів такої роботи.
3. Чітке та однозначне визначення стандартів знань, вмінь та навиків (кваліфікації) передбачає достатньо чітке та однозначне визначення рівня підготовки робітників (працівників, персоналу), необхідного для роботи.

Процес групування в організації сприяє ефективності праці у всіх її частинах завдяки широкому об'єднанню конкретних організаційних одиниць вказаної організації (установи, підприємства) і посадових позицій робітників (працівників). Основні принципи такого групування наступні:

- функціональні (функції, знання, вміння, навички);
- ринкові (клієнт, регіон, продукт).

На практиці зазвичай використовують лише тільки декілька типів організаційних структур управління промисловим або іншого типу підприємством:

- лінійна структура;
- функціональна структура;

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- лінійно-функціональна структура;
- дивізійна структура;
- матрична структура;
- комбінована структура.

Лінійна структура управління виробничим або іншого типу підприємством передбачає те, що кожним підрозділом такого підприємства керує особа (управлінець), яка здійснює одноосібне керівництво підлеглими йому робітниками (працівниками, персоналом) та зосереджує у себе абсолютно усі функції управління. Така особа (управлінець, керівник) у свою чергу підпорядковується вищепоставленій особі.

Функціональна структура – вид організаційної структури виробничого або невиробничого підприємства, що передбачає групування конкретних посад на виробництві у відділи та основана на існуванні загальних видів діяльності робітників (працівників). Залежно від задач організації (виробництва, фірми, установи) такі види діяльності можуть бути досить різними.

Лінійно-функціональна структура організації підприємства (організації, установи) у значному ступені дозволяє усунути існуючі недоліки як функціонального типу управління підприємством, так і лінійного типу управління підприємством. За такої структури управління підприємством призначення функціональних служб на підприємстві (організації, установі) полягає у підготовці для нормального функціонування лінійних керівників даних, для того, щоб ті у свою чергу могли швидко та оперативно прийняти необхідне компетентне управлінське або виробниче технологічне рішення.

Дивізійна структура управління підприємством передбачає те, що однозначним критерієм групування посад на підприємстві (організації) у дивізіони (відділи) виступають види продукції, яку випускає у своєму технологічному виробництві дане конкретне підприємство, а також групи споживачів технічної продукції або ж регіони такого споживання.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

Матрична структура управління підприємством передбачає одночасне групування на одному рівні управління за декількома окремими критеріями групування.

Комбінована структура управління підприємством передбачає групування за декількома окремими заздалегідь визначеними критеріями.

Під організаційною структурою зазвичай розуміють вираження форми кооперації і розділення праці між різними працівниками (робітниками) у сфері управління. Вона здійснює прямий та однозначний вплив на функціонування виробничого або ж іншого типу підприємства. За більш досконалого типу управління підприємством – більш ефективний вплив на визначений об'єкт управління та, відповідно, значно більш високий результат роботи усього виробничого або іншого типу виробництва. Саме тому управлінська структура підприємства має чітко відповідати певним заздалегідь визначеним вимогам.

Організаційна структура управління частково середніх, малих та надмалих підприємств зазвичай має наступні характеристики:

- низький рівень розподілу праці між працівниками (робітниками, персоналом), що досить таки часто є основною причиною перевантаження робітників (працівників, персоналу) унаслідок суміщення ними великої кількості службових обов'язків;
- безпосередня участь керівника підприємства у виробничих технологічних процесах, які реалізує вказане підприємство (організація, установа);
- практично відсутнім є розподіл організації на відділи;
- наявні лише короткі канали обміну інформацією між робітниками (працівниками, персоналом);
- між працівниками (робітниками, персоналом) найбільш поширеними є неформальні відносини;
- координування роботи на підприємстві (організації, установі) між працівниками (робітниками, персоналом) відбувається шляхом прямих узгоджень;

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Усі перелічені характеристики організації виробничого процесу зазвичай передбачають високу організаційну гнучкість на зміну попиту, а також й інші раптові чи поступові зміни.

Головним правилом під час створення організаційної структури управління є наступне: створювати якомога менше рівнів управління та найкоротшу низку команд від особи, що приймає рішення, до особи, яка є виконавцем.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## **15 Охорона праці Виробничий травматизм**

Виробничим травматизмом називають явище, яке зазвичай охоплює певний перелік чітко визначених травм працівників (робітників, персоналу) на промисловому або іншого типу підприємстві (організації, установи тощо). Ці травми працівники (робітники, персонал) зазвичай отримують на різного типу виробництві. Зазвичай ці травми пов'язані нехтуванням робітниками (працівниками, персоналом) до дбайливого дотримання вимог щодо техніки безпеки.

Виробничою травмою робітника (працівника, персоналу) на підприємстві (організації, установі) вважають нещасний випадок, який відбувся на території вказаного підприємства (організації, установи). Причини виникнення випадків виробничого травматизму на підприємстві (організації, установі) ми розглянемо нижче, оскільки їх можна виділити декілька. Це шкідливе та небезпечне для робітників (працівників, персоналу) не лише наносить значну шкоду здоров'ю робітника (працівника, персоналу), але й у деяких випадках тягне за собою переведення вказаного робітника (працівника) на іншу роботу, втрату робітником (працівником) працездатності (на досить короткий час, або ж на досить тривалий час), а також у найбільш складних випадках навіть летальний випадок.

### **Дії керівників під час виникнення у працівника (робітника) виробничої травми**

Працедавці згідно з вимогами законодавчих та нормативних актів мають обов'язково забезпечити та створити для робітників (працівників) на підприємстві (організації, установі) безпечні та нешкідливі умови праці. Якщо ж все-таки на підприємстві (організації, установі) виникає нещасний випадок, то у цьому разі керівник підприємства (організації, установи) у обов'язковому порядку має організувати термінову допомогу постраждалому робітнику (працівнику) до прибуття медичного працівника, а також негайно вжити усіх необхідних умов з метою запобігання виникнення подібної небезпечної ситуації. Будь-яка особа, яка

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

працює у адміністрації підприємства (організації, установи), а саме: заступник директора, менеджер відділу, майстер, бригадир тощо; зобов'язана максимально оперативно повідомити про нещасний випадок, що стався на підприємстві (організації, установі) директору цієї організації, а також у профспілку даного підприємства (організації, установи). Упродовж перших трьох діб після виникнення нещасного випадку на підприємстві (організації, установі) даний нещасний випадок розглядають спільно із старшим інспектором з охорони праці та відповідними спеціалістами з техніки безпеки.

У випадку виникнення такої ситуації на підприємстві (організації, установі) складають відповідний акт про виникнення нещасного випадку за встановленою нормативними документами формою Н-1 у двох примірниках. Після затвердження вказаного документу його підписують та завіряють печаткою компанії-власника підприємства (організації, установи). Друга копія цього документа зберігається упродовж сорока п'яти років разом із усіма доданими даними щодо проведеного розслідування виробничої травми на підприємстві (організації, установі).

Травми робітників (працівників), які виникли на підприємстві (організації, установі) відрізняються одна від іншої залежно від того, якими ж насправді були причини, що призвели до виникнення виробничого травматизму. Спеціалісти з відповідної галузі впродовж багатьох років ретельно вивчали ці причини та нарешті визначили, що насправді таких причин існує ціла низка. Кожний окремий нещасний випадок на підприємстві (організації, установі) може виникнути як з однієї з цих причин, так і з декількох причин одразу. Нижче наведена класифікація причини виникнення виробничого травматизму працівників (робітників) на підприємстві (організації, установі).

Найбільш поширеними причинами виникнення виробничого травматизму працівників (робітників) на підприємстві (організації, установі) є наступні:

- технічні;
- організаційні;
- організаційні;

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- санітарно-гігієнічні.

Організацію праці на підприємстві (організації, установі) має забезпечити керівник цього підприємства. Саме він визначає складність виконуваної працівником (робітником) конкретної роботи, терміни її виконання та ризики, що можуть виникнути для здоров'я та життя працівника (робітника, персоналу).

Серед організаційних причин виникнення на підприємстві (організації, установі) виробничого травматизму можна виділити наступні:

- робітники (працівники, персонал) не дотримуються правил щодо техніки безпеки – найбільш часто це є звичайне недбале ставлення до власне себе, свого життя та здоров'я, та до оточуючих людей, або ж це може бути наслідком поспішності;
- досить низький рівень виробничої та трудової дисципліни – ця причина зазвичай виникає внаслідок нездатності керівника підприємства (організації, установи) до виконання своїх обов'язків, тобто невідповідності його тій посаді, яку він займає, або ж унаслідок недостатнього досвіду з організації;
- погана організаційна діяльність – це може бути наслідком недостатньої компетентності як робітників (працівників, персоналу), так і керівника підприємства (організації, установи), надмірний поспіх під час виконання завдань, катастрофічний рівень нестачі необхідних для здійснення технологічного процесу сил та засобів і обладнання, призначеного для виконання вказаних робіт;
- відсутність чіткого контролю над виконуваним на підприємстві (організації, установі) технологічним процесом – халатне, недбале ставлення керівництва підприємства (організації, установи) до виконуваного технологічного процесу;
- виконання різного виду робіт та технологічних операцій спеціалістами, що не мають відповідного рівня кваліфікації, - наслідок нестачі робочих кадрів, унаслідок чого недосвідчена особа має виконувати надто складне для неї та відповідальне завдання.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

Головною на необхідною умовою для ведення ефективної боротьби із виробничим травматизмом на підприємстві (організації, установі) зазвичай прийнято вважати систематичний аналіз причин виникнення травматизму. Для того, щоб цілком та повністю зрозуміти їх, спеціалісти виділяють методи аналізу причин виникнення виробничого травматизму на підприємстві (організації, установі). Зазвичай прояв технічних причин виникнення виробничого травматизму – це результат від дії конструктивних похибок різних механізмів, застосовуваних на підприємстві (організації, установі), недостатнього рівня освітленості або ж несправності засобів індивідуального та групового захисту робітників (працівників, персоналу) на підприємстві (організації, установі). Такі явища можуть виникнути раптово, коли технологічний механізм раптово дав збій у своїй роботі під час виконання технологічної операції, або ж вони можуть виникати під час поступового виходу з ладу використовуваних на підприємстві (організації, установі) машин та засобів автоматики. Крім цього, до технічних причин виникнення виробничого травматизму належать також недосконалість виконуваного на підприємстві (організації, установі) технологічного процесу – відсутність автоматичного сповіщення робітника (працівника) про виникнення проблеми, завантаження технологічної сировини у машину (апарат) для подальшого подрібнення робітниками (працівниками) вручну тощо.

Навколишнє середовище зазвичай здійснює прямий вплив на виконуваний на підприємстві (організації, установі) виробничий технологічний процес. За наявності перепадів температури повітря, високого вмісту пилу у повітрі, підвищеної понад норму вологості працездатність робітника (працівника) може раптово або ж поступово змінитися у гірший бік. Звідси цілком очевидно виникає швидка стомлюваність робітників, витривалість працівників знижується, увага персоналу до виконуваної ними роботи знижується. Усе це однозначно може призвести до виникнення нещасного виробничого випадку на підприємстві (організації, установі). Мороз, сніг, град, дощ, спека, сильний вітер, туман та інші погодні явища однозначно здійснюють свій вплив на стан робітників (працівників

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



(персоналу), за якого людина може припуститися небезпечних помилок під час виконання своєї роботи на підприємстві (організації, установі).

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М. : Машиностроение, 1977. — 288 с.
2. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. — Сумы : СумГУ, 2009. — 220 с.
3. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / А. Н. Машин. – М. :МЭИ, 1976. – 55 с.
4. Мелашенко В. И. Профилирование лопатей рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / В. И. Мелашенко, А. В. Зуев , А. И. Савельев. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 50 с.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		