

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
Прикладної гідроаеромеханіки  
\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

**“Розробка відцентрового насоса для енергетичної галузі  $Q = 375 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  
 $H = 135 \text{ м}$ ”**

(Development of a centrifugal pump for the energy industry:  $Q = 375 \text{ м}^3/\text{h}$ ,  $H = 135 \text{ m}$ )

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи  
та гідропневмоавтоматика»)

Виконав студент групи ГМ.м – 31 \_\_\_\_\_ Щербак Є.І.  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_ Ратушний О.В.  
(підпис)

Суми 2024

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

Спеціальність 131—«Прикладна механіка»  
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та  
гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
Прикладної гідроаеромеханіки  
\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

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

студент  
Щербаку Єгору Ігоровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса для енергетичної галузі»  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 10.12.2024 р.
3. Вихідні дані до проекту:  
подача насоса  $Q = 375 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 135 \text{ м}$ , частота обертів  $n = 1450 \text{ об/хв.}$ , перекачувана рідина – чиста холодна вода.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які належить виконати):  
вибір та обґрунтування оптимальної конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відвідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):  
робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, креслення ротора, креслення направляючого апарата, креслення насосного агрегата.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Вибір і обґрунтування схеми		
2	Проектування проточної частини		
3	Розрахунки вузлів насоса, компонування конструкції		
4	Виконання спецрозділу і розділу ЕОМ		
5	Виконання розділу охорони праці		
6	Оформлення креслень та ПЗ		
7	Перевірка роботи на плагіат, підготовка до захисту		

7. Дата видачі завдання « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Щербак Є.І.

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис)

Ратушний О.В.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 75 сторінок, 29 рисунків, 5 таблиць, 27 літературних джерел.

Тема магістерської роботи: «Розробка відцентрового насоса для енергетичної галузі на параметри  $Q = 375 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H = 135 \text{ м}$ ».

Графічні матеріали: 1 лист формату А1х2, 1 лист формату А2х3, 2 листа формату А3х3, 1 лист формату А3.

Мета роботи – Розробка відцентрового насоса для енергетичної галузі на параметри  $Q = 375 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H = 135 \text{ м}$ .

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- проведено розрахунок розмірів складових частин насоса;
- виконані гідравлічні розрахунки проточної частини насосу;
- виконаний розрахунок торцевих ущільнень, розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом, шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою, розрахунок насоса на кавітацію, статичний розрахунок гідроп'яти, розрахунок підшипників ковзання, вибраний електродвигун;
- провівся розрахунок робочого колеса за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX;
- розраховано у економічному розділі собівартість насоса ЦНС 180-1775.

У розділі охорони праці було розглянуто такі питання: аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного обладнання; вогневі і газонебезпечні роботи, їх проведення в умовах насосної станції; дії персоналу у разі ураження людини електричним струмом.

Ключові слова: НАСОС ЦНС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПРЯМНИЙ АПАРАТ, НАПР, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ, ВТРАТИ, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА.

# ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ .....	7
ВСТУП .....	8
1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ .....	9
1.1 Опис конструкції вибраного насосу .....	10
2. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	12
2.1 Визначення основних геометричних параметрів .....	13
2.1.1 Розрахунок складових повного ККД .....	13
2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки.....	17
2.1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК .....	20
3. ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РК.....	24
3.1 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті .....	26
3.2 Профілювання лопаті .....	28
3.3 Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу .....	30
3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	32
3.5. Побудова лопаті у плані .....	33
4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ....	35
5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ .....	40
5.1. Розрахунок осьової сили, що діє на ротор .....	40
5.2. Розрахунок радіальної сили .....	43
6. РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ.....	44
7. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА.....	45

7.1 Вибір електродвигуна.....	45
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики .....	45
8. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ НАПОРУ НАСОСУ, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЛОПАТЕВОЇ РЕШІТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	49
8.1. Введення вихідних даних у CFX-Pre .....	48
8.2 Виведення даних розрахунку в CFD-Post.....	50
8.3 Результати розрахунку .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
9. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	59
9.1 Розрахунок собівартості насоса.....	59
9.1.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проектованої конструкції.....	59
9.1.2 Визначення витрат на основні матеріали і закупні вироби .....	60
9.1.3 Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників	61
9.1.4 Визначення накладних витрат .....	63
9.1.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуемого виробу:.....	64
10. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	66
10.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного обладнання .....	66
10.2 Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції.....	66
15.3 Дії персоналу у разі ураження людини електричним струмом.....	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	72
ДОДАТОК А	

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

- $n_s$  – коефіцієнт швидкості;  
H – напір, м;  
Q – подача рідини, м<sup>3</sup>/с;  
n – частота обертання, об/хв;  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії;  
 $\eta_{об}$  – об'ємний коефіцієнт корисної дії;  
 $\eta_r$  – гідравлічний коефіцієнт корисної дії;  
 $\eta_m$  – механічний коефіцієнт корисної дії;  
N – потужність, Вт;  
D<sub>0</sub> – діаметр вхідної воронки робочого колеса, м;  
D<sub>2</sub> – зовнішній діаметр робочого колеса, м;  
b<sub>2</sub> – ширина на виході з робочого колеса, м;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання, с<sup>-1</sup>;  
 $\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\beta_1$  – кут на вході в робоче колесо, градус;  
 $\beta_2$  – кут на виході з робочого колеса, градус;  
z – кількість лопатей;  
W – відносна швидкість, м/с;  
U – переносна швидкість, м/с;  
V – абсолютна швидкість, м/с;

### СКОРОЧЕННЯ

- НА – напрямний апарат;  
РК – робоче колесо;  
ККД – коефіцієнт корисної дії;  
ЦНС – насос відцентровий, секційний.

## ВСТУП

У всіх галузях народного господарства лопатеві насоси є найпоширенішим видом обладнання. В Україні виробляється понад 3000 різних типорозмірів насосів, які розрізняються за конструкцією, принципом дії та призначенням. Найбільшу популярність серед них здобули лопатеві насоси, зокрема насоси типу ЦНС.

Відцентрові насоси широко використовуються в системах водопостачання і водовідведення, хімічній і атомній промисловості, теплоенергетиці, а також у авіаційній та ракетній техніці. У промисловості часто застосовуються багатоступінчасті відцентрові насоси для підготовки води та підвищення тиску.

Сучасні вимоги до насосів постійно зростають. Основними критеріями, які висувають споживачі, є: надійність, економічність, ефективність і тривалий термін безперервної експлуатації. Досягнення цих показників можливе як через модернізацію або створення нового обладнання, так і завдяки впровадженню систем управління для регулювання параметрів насосної установки.

Сучасні моделі насосного обладнання мають особливість — вони споживають мінімальну кількість електроенергії завдяки використанню систем автоматики. Автоматичне вмикання і вимикання насосів відбувається залежно від потреб системи, що забезпечує їх ефективну роботу. **[Ошибка! Источник ссылки не найден.,Ошибка! Источник ссылки не найден.]**.



# 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

У промислових системах, що використовуються для перекачування рідин, широко застосовуються багатоступінчасті відцентрові насоси. Їхні робочі колеса встановлені на спільному валу і розміщені в єдиному корпусі, поділеному на секції. Сумарний напір такого насоса дорівнює сукупності напорів, які створює кожне робоче колесо.

Відцентрові горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС призначені для перекачування чистої води з температурою до 60°C. Ці насоси можуть бути як нормальними, так і високооборотними, а ущільнення між секціями забезпечується за допомогою спеціальних прокладок. Завдяки секційній конструкції корпусу кількість секцій і, відповідно, робочих коліс можна змінювати. Деякі моделі оснащені двома робочими колесами з лівим і правим обертанням.

Завдяки здатності багатоступінчастих насосів створювати високий тиск води, вони широко використовуються в системах пожежогасіння, а також для подачі води у висотні будівлі та промислові об'єкти. Основною перевагою цих насосів є можливість регулювати тиск води шляхом зміни кількості секцій. Недоліками є складність конструкції, що ускладнює монтаж і демонтаж, а також наявність великої кількості високоточних деталей, що ускладнює ремонт.

Конструкція насосів може бути різноманітною, але найбільш поширеними є горизонтальні відцентрові насоси, які можуть бути одноступінчастими або багатоступінчастими. Зокрема, до таких насосів належать секційні багатоступінчасті відцентрові насоси типу ЦНС. Вони перекачують рідину за допомогою кількох робочих коліс, встановлених на спільному валу і розташованих у секційному корпусі. Ці насоси підходять для транспортування чистої води з температурою до 105°C, вмістом механічних домішок не більше 0,1% і розміром твердих часток до 0,2 мм.

## 1.1 Опис конструкції вибраного насосу

Горизонтальний багатоступінчастий відцентровий насос типу ЦНС призначений для перекачування холодної води. Він використовується у водопровідних системах цивільних та промислових об'єктів, для підвищення тиску в магістралях холодної води, а також для закачування води в нафтові горизонти.



**Рисунок 1.1** – Відцентровий насос типу ЦНС

Насос складається з корпусу та ротора. Ротор — це вал, на якому закріплені робочі колеса.

Насос, що входить до складу агрегату, є відцентровим, горизонтальним, секційним і багатоступінчастим, з одностороннім розташуванням робочих коліс. Осьове зусилля ротора автоматично компенсується за допомогою розвантажувального диска.

Основними елементами насоса (рис. 1.1) є вхідна та напірна кришки, а також набір секцій, які центруються між собою за допомогою циліндричних поверхонь і стягуються шпильками. Герметичність з'єднань між секціями, а також між вхідною і напірною кришками, забезпечується металевим контактом прилеглих площ і гумовими ущільнювальними кільцями. У секціях розташовані направляючі апарати. У місцях ущільнення робочих коліс у вхідній кришці, секціях і направляючих апаратах встановлені змінні ущільнювальні кільця.

Вхідний патрубок насоса спрямований убік, а напірний — угору. З'єднання з трубопроводами здійснюється за допомогою фланців.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, розвантажувального диска, дросельної гільзи, дистанційного і роз'ємного кілець, а також кріпильних деталей. Ущільнення вала виконані торцевими, одинарними.

Під час роботи насоса осьове зусилля, спрямоване у бік всмоктування, діє на робочі колеса. Воно врівноважується за допомогою розвантажувального диска. Для забезпечення коректної роботи цього диска рідина з камери розвантажувального пристрою відводиться у всмоктувальну кришку. Для моніторингу осьових переміщень ротора та ступеня зносу розвантажувального пристрою на задньому підшипнику встановлений показчик осьового зсуву.

Радіальні зусилля, що впливають на ротор, поглинаються підшипниками.

Центрування ротора зі статором забезпечується регулювальними гвинтами, які дозволяють переміщати корпус підшипників разом із ротором. Після завершення центрування корпуси підшипників фіксуються за допомогою штифтів.

## 2. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Розрахунок та проектування робочого колеса проводимо згідно [1].

Цей розрахунок складається з наступних основних етапів:

- визначення додаткових вихідних даних для розрахунку;
- визначення основних геометричних параметрів;
- проектування меридіанного перерізу;
- профілювання лопаті (розрахунок поверхні лопаті).

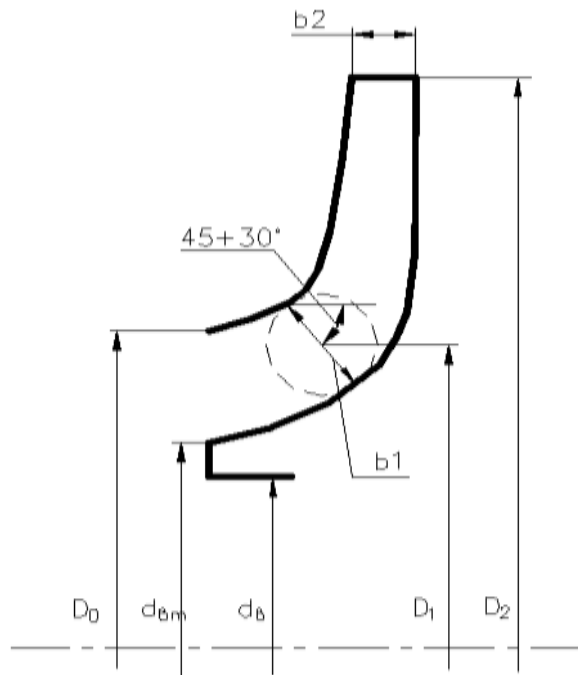


Рисунок 2.1 – Основні геометричні параметри РК

### Вихідні дані:

Подача:  $Q = 375$  [м<sup>3</sup>/год].

Напір:  $H = 135$  [м].

Частота обертів ротора:  $n = 1450$  [об/хв].

Кількість ступенів:  $i = 3$ .

Густина рідини, що перекачується:  $\rho = 998$  кг/м<sup>3</sup>.

## 2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Визначаємо коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.1)$$
$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1450 \cdot \sqrt{\frac{375}{3600}}}{\left(\frac{135}{3}\right)^{3/4}} = 98.$$

Розраховуємо напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i}, \quad (2.2)$$

$$H_{ст} = \frac{135}{3} = 45 \text{ [м]}.$$

### 2.1.1 Розрахунок складових повного ККД

Втрати в насосі можуть бути розподілені на три категорії: гідравлічні, об'ємні та механічні.

Повний ККД насоса визначаємо з відношення:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N} = \eta_{г} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{мех'} \quad (2.3)$$

де  $\rho = 998 \text{ [кг/м}^3\text{]}$  – густина рідини, що перекачується;

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

$H$  – напір насоса, м;

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$N$  – потужність, що споживається насосом, Вт;

$\eta_{г}$  – гідравлічний ККД;  $\eta_{об}$  – об'ємний ККД;

$\eta_{мех'}$  – внутрішній механічний ККД;  $\eta_{мех}$  – зовнішній механічний ККД.

### 2.1.1.1 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати — це загальні втрати, які виникають під час руху рідини від вхідного патрубка до вихідного патрубка насоса. Їх умовно поділяють на два типи: втрати через тертя, що виникають під час руху рідини в каналах проточної частини насоса, та втрати, спричинені вихроутворенням, яке виникає внаслідок відриву потоку при обтіканні елементів робочих органів насоса.

Упершому наближенні гідравлічний ККД визначаємо за формулою А.А. Ломакіна [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}, \quad (2.4)$$

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

Приведений діаметр робочого колеса визначаємо за формулою Д.Я. Суханова [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{3600 \cdot n}}, \quad (2.5)$$

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

Менші значення приймаються для проміжних ступенів багатоступеневих насосів з метою отримання кращих гідравлічних якостей, а великі – для одноступінчатих насосів і перших ступенів багатоступеневих насосів для підвищення їх кавітаційних якостей.

Приймаємо  $K_{вх} = 4,5$  для проміжних ступенів насоса.

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{375}{3600 \cdot 1450}} = 0,187 \text{ [м]}.$$

Знаходимо гідравлічний ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,187 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,905.$$

### 2.1.1.2 Об'ємні втрати

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

Об'ємний ККД насоса визначаємо за формулою А.А. Ломакіна [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.6)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 98^{-\frac{2}{3}}} = 0,969.$$

### 2.1.1.3 Механічні втрати

Внутрішній механічний ККД визначаємо за формулою А.А. Ломакіна [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.7)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 98^{-2}} = 0,921.$$

Зовнішній ККД приймаємо  $\eta_{мех} = 0,98$ .

Знаходимо повний ККД насоса:

$$\eta = 0,905 \cdot 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,791.$$

Потужність, споживану насосом визначаємо за формулою:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \quad (2.8)$$

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 375 \cdot 135}{0,791 \cdot 3600} = 174403[\text{Вт}] = 174,403 [\text{кВт}].$$

Визначаємо максимальну потужність на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1,1, \quad (2.9)$$

$$N_{max} = 174,403 \cdot 1,1 = 191,8[\text{кВт}].$$

Визначаємо діаметр валу під робочим колесом, із розрахунку на кручення за формулою **[Ошибка! Источник ссылки не найден.]** :

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.10)$$

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

$[\tau]$  – занижене допустиме навантаження на кручення, Па.

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n}, \quad (2.11)$$

$$M = \frac{30 \cdot 191,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1450} = 1284 [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо **[Ошибка! Источник ссылки не найден.]**:  $[\tau] = 80 \cdot 10^5 [\text{Н}/\text{м}^2]$ .

Отже:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1284}{\pi \cdot 80 \cdot 10^5}} = 0,093 [\text{м}].$$

Приймаємо  $d_B = 100$  [мм].

Визначаємо діаметр втулки за формулою:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B, \quad (2.12)$$

$$d_{BT} = 1,25 \cdot 0,1 = 0,125 [\text{м}].$$



Діаметр вхідної воронки робочого колеса розраховуємо за формулою:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}, \quad (2.13)$$

Тоді, 
$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2} = \sqrt{0,187^2 + 0,125^2} = 0,225 \text{ [м]}.$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходимо за формулою С.С. Руднева:

$$V_0 = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_{рк} \cdot n^2}, \quad (2.14)$$

де  $Q_{рк}$  – подача робочого колеса, яку розрахуємо за формулою:

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (2.15)$$

$$Q_{рк} = \frac{375}{0,97} = 385,2 \text{ [м}^3\text{/год]}.$$

Тоді:

$$V_0 = 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{385,2 \cdot 1450^2}{3600}} = 3,89 \text{ [м/с]}.$$

### 2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки

Для підвищення антикавітаційних властивостей вхідну кромку лопаті виконують криволінійною і виносять в вхідну воронку.

Орієнтовно приймають що  $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,9 \cdot 0,225 = 0,202 \text{ [м]}.$

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

$$V'_{1m} = V_0 = 3,89 \text{ [м/с]}.$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:

$$V_{1m} = V_{1m}' \cdot \psi_1, \quad (2.16)$$

де  $\psi_1 = 1,15 \dots 1,30$  – коефіцієнт стиснення потоку на вході [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

$$V_{1m} = 1,26 \cdot 3,89 = 4,9 \text{ [м/с]}.$$

Кут потоку на вході розраховуємо із трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (2.17)$$

де  $U_1$  – переносна швидкість на вході в робоче колесо, яку визначаємо за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (2.18)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 0,202 \cdot 1450}{60} = 15,33 \text{ [м/с]},$$

$V_{1u}$  – колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

В проміжному ступені багатоступеневого відцентрового насоса потік входить в робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, яку забезпечують зворотні лопатки напрямного апарату, тому  $V_{1u} \neq 0$ .

Момент швидкості на вході в робоче колесо дорівнює [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:  $K_1 = 0,1$ .

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot K_1}{D_1}, \quad (2.19)$$

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,1}{0,202} = 1 \text{ [м/с]}.$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{4,47}{15,33 - 1} = 17,6^\circ.$$

Кут нахилу лопаті при вході в робоче колесо визначаємо з виразу:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (2.20)$$

$$\beta_1 = 16,78 + 5 = 22,6^\circ.$$

Кут  $\beta_1$  повинен бути в інтервалі  $15-30^\circ$ . Кут атаки  $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$  вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей  $z = 5 \dots 8$ .

Товщину лопаті РК вибираємо з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК  $S_1 = 2 \dots 10$  [мм] при  $D_2 = 150 \dots 500$  [мм]. Товщина лопаті на виході з РК  $S_2$  часто приймається рівною  $S_1$ , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК – сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті  $S_1 = S_2 = 3$  [мм], а число лопатей  $z = 8$ .

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку  $\psi_1$ :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}}, \quad (2.21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,101 \cdot \sin 22,6}} = 1,251.$$

Робимо перевірку  $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,26 - 1,251| = 0,009$ .

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

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

Ширина робочого колеса на вході визначаємо із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}}, \quad (2.22)$$

$$b_1 = \frac{385,2/3600}{\pi \cdot 0,202 \cdot 4,9} = 0,034 \text{ [м]}.$$

Приймаємо  $b_1 = 0,040 \text{ [м]}$ .

### 2.1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Знаходимо значення зовнішнього діаметра робочого колеса  $D_2$  за формулою [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{СТ}}}}{n}, \quad (2.23)$$

де  $m_2 = 19,1$  при  $n_s \leq 100$ .

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 45}}{1450} = 0,391 \text{ [м]}.$$

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

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V'_{2m} = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m}, \quad (2.24)$$

$$V'_{2m} = 0,75 \cdot 4,9 = 2,54 \text{ [м/с]}.$$

Кут на виході із робочого колеса визначаємо з виразу [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\beta_2 = \arcsin \left( \left( \frac{W_1}{W_2}_{\text{опт}} \right) \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (2.25)$$

де  $W_1$  – відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с

$W_2$  – відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с

$\psi_2$  – коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається  $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$ . Приймаємо  $\psi_2 = 1,1$ .

Знаходимо меридіональну швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями:

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m}, \quad (2.26)$$

$$V_{2m} = 1,1 \cdot 2,54 = 2,8 \text{ [м/с];}$$

$$\frac{W_1}{W_{2\text{опт}}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (2.27)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\text{опт}}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 98^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 98 + 2,65 = 1,32.$$

Тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left( 1,32 \cdot \frac{1,1}{1,26} \cdot \frac{2,8}{4,9} \cdot \sin 22,6^\circ \right) = 14,3^\circ.$$

Колову швидкість на виході із робочого колеса визначаємо, використовуючи перетворене основне рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $H_{T\infty}$ , м/с [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot tg\beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (2.28)$$

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

Теоретичний напір при нескінченному числу лопатей визначаємо за формулою:

$$H_{T\infty} = \frac{H_{ст}}{\eta_r \cdot K_z}, \quad (2.29)$$

де  $K_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

Поправку на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$K_z = \frac{1}{1 + p}, \quad (2.30)$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}. \quad (2.31)$$

Коефіцієнт  $\Psi$  визначаємо в залежності від  $n_s$ , при  $n_s \leq 150$  [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\Psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin\beta_2, \quad (2.32)$$

$$\Psi = 0,64 + 0,6 \cdot \sin 14,3^\circ = 0,789.$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,789}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,202}{0,391}\right)^2} = 0,26.$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,26} = 0,79.$$

Тоді

$$H_{T\infty} = \frac{45}{0,905 \cdot 0,79} = 63 \text{ [м]}.$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{2,8}{2 \cdot \operatorname{tg} 14,3^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,8}{2 \cdot \operatorname{tg} 14,3^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 63 + 1 \cdot 15,33} = 32 \text{ [м/с]}.$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}, \quad (2.33)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 32}{\pi \cdot 1450} = 0,42 \text{ [м]}.$$

Уточнюємо значення  $\psi'_2$ :

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (2.34)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,21 \cdot \sin 14,3^\circ}} = 1,11.$$

Робимо перевірку  $|\psi_2 - \psi'_2| = |1,11 - 1,1| = 0,01$ .

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}, \quad (2.35)$$

$$b_2 = \frac{385,2/3600}{\pi \cdot 0,42 \cdot 2,8} = 0,028 \text{ [м]}.$$

Приймаємо  $b_2 = 30 \text{ [мм]}$ .

### 3. ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РК

Проектування меридіанного перерізу проводимо згідно [1].

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховуємо за формулами початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2), \quad (3.1)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (225^2 - 125^2) = 27480 \text{мм}^2.$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (3.2)$$

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot 420 \cdot 30 = 39564 \text{мм}^2.$$

Проміжних:

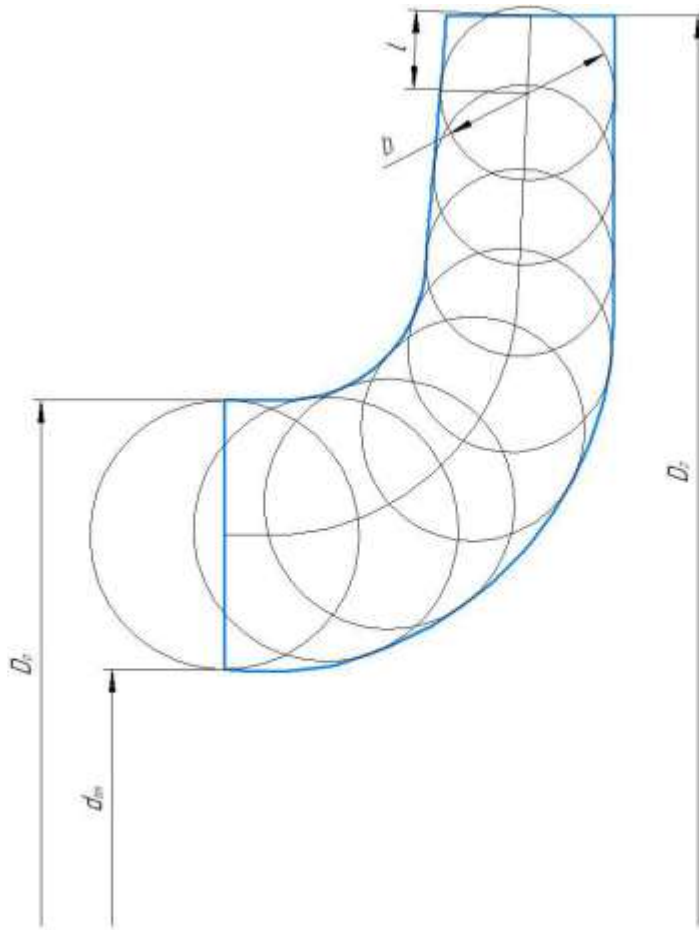
$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (3.3)$$

де  $r_i$  – розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

$b_i$  – діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл.1.1) по даним таблиці будуємо графік  $F=f(l)$  і зрівнюємо з рекомендованою формою залежності  $F=f(l)$ .



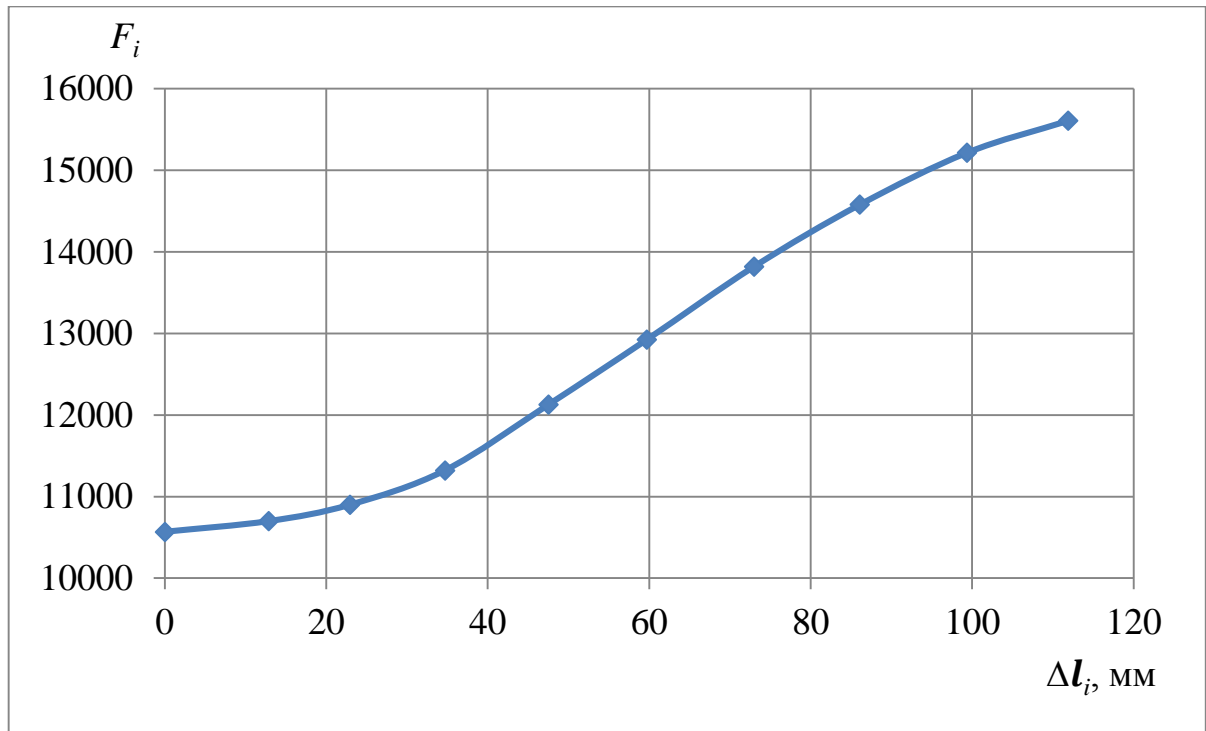


**Рисунок 3.1** – Меридіанний переріз робочого колеса

**Таблиця 3.1** – Розрахунки по визначенню площ меридіанного перерізу

№ точки	r, мм	l, мм	b, мм	F, м2
1	111,25	22,28	40	43666
2	150,85	44,57	37,8	45777
3	171,02	66,86	36,2	51125
4	183,13	89,14	34,7	58670
5	198,58	111,43	33,2	65317
6	211,81	133,71	31,6	70938
7	210	156,1	30	80773

За даними таблиці 3.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК.



**Рисунок 3.2** – Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

### 3.1 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

Для підвищення точності профілювання лопаті на меридіанний перетин наносимо додаткові проміжні лінії струму.

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 3.3). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус.

Розрахунок проектуемого робочого колеса ведемо за прийнятою спрощеною схемою ( $V_m = const$  уздовж нормалі), яка достатньо добре забезпечує задані параметри і форма поверхонь при цьому виходить плавною.

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  $n_s$ . Для  $n_s = 98,3$  кількість

потоків  $k = 2$ , кількість розрахункових перерізів (ліній течії)  $n = 3$  [Ошибка! Источник ссылки не найден.] .

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі, витрата рідини в кожному потоці визначається з виразу:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k, \quad (3.4)$$

де  $l$  – довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями току, м;

$r_{ц.т.}$  – відстань центра тяжіння відрізка  $l$  до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість  $V_m$  вздовж нормалі постійна, то вище приведений вираз приймає вигляд:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const, \quad (3.5)$$

Відхилення між добутками на одній нормалі не повинно перевищувати 5%.

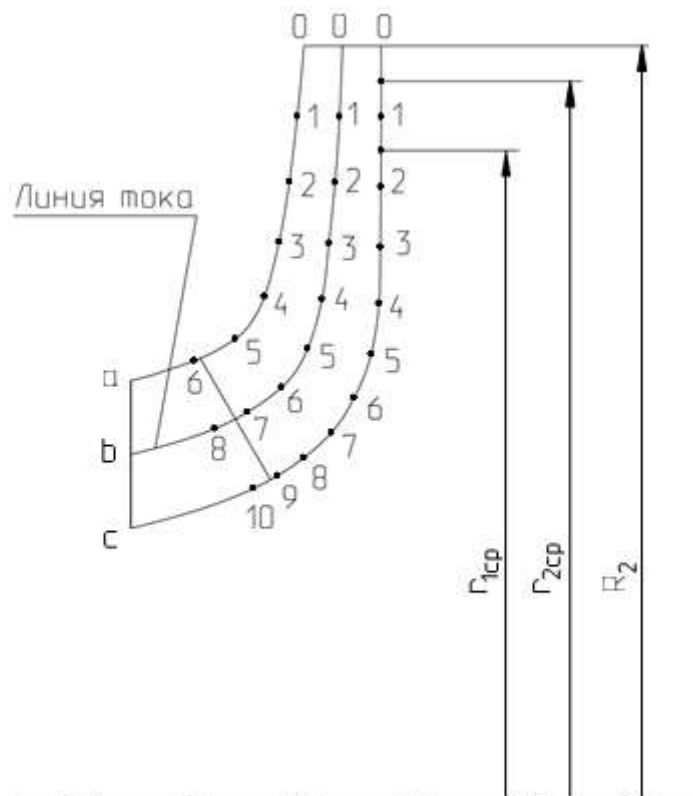


Рисунок 3.3 – Розбивка ліній току

### 3.2 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні току на розгорнуту поверхню обертання (циліндр).

При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні.

Профілювання лопаті здійснюємо в наступній послідовності:

- будуємо конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні току;
- профілюємо поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будуємо меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК;
- будуємо лопать в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно  $\Delta S$  і  $\Delta L$ .

Визначаємо розміри  $\Delta L$ ,  $\Delta S$  за формулами:

$$\Delta L = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{C} = \text{const.} \quad (3.6)$$

де  $R_{\text{к.ц.}}$  – радіус конформного циліндра, приймаємо  $R_{\text{к.ц.}} = 200$  мм;

$C$  – константа, приймаємо  $C = 20$ .

$$\Delta L = \frac{200}{20} = 10 \text{ [мм]}.$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi. \quad (3.7)$$

де  $\Delta\varphi$  – кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,  $\Delta\varphi = 5..10^\circ$ , приймаємо  $\Delta\varphi = 5^\circ$ . Тоді:

$$\Delta S = \frac{200 \cdot \pi}{180} \cdot 10 = 34,89 \text{ [мм]}.$$

Довжину координатної сітки в горизонтальному напрямку визначаємо кутом обхвату  $\Theta$ . Для низьких  $n_s$ :  $\Theta = 140 \dots 120^\circ$ . Приймаємо  $\Theta = 120^\circ$ .

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

а – покривний диск;

б – середньовитратна лінія струму;

с – основний диск.

На відрізку  $\Delta L$  за умовами конформності:

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const. \quad (3.8)$$

де  $r_{срi}$  – відстань від осі колеса до середини відрізка  $l$ .

Поверхню лопаті на розгорненні циліндра профілюємо з обліком наступних основних рекомендацій [1]:

– кут нахилу лопаті  $\beta$ , на кожній розрахунковій лінії току, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до  $\beta_2$ ;

– ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату  $\beta$  по кожній розрахунковій лінії току по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною  $\delta \geq 0,5 t$ ;

– де  $t$  – лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z}, \quad (3.9)$$

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot 200}{8} = 157[\text{мм}],$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5 \cdot t^\circ, \quad (3.10)$$

де  $t^\circ = 360/z = 360/8 = 45^\circ$ .

Тоді  $120^\circ \geq 1,5 \cdot 45^\circ = 67,5^\circ$ .

Паралелі точок а, b, с для кожної лінії току визначаємо відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводимо за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i'}, \quad (3.11)$$

де  $x_i$  – відстань від поточної паралелі до потрібної точки вхідної кромки на конформній діаграмі;

$y_i$  – відповідна відстань на лінії струму.

### 3.3 Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу

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

Визначаємо окружну швидкість за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60}, \quad (3.12)$$

де  $D_{\text{вх}}$  – діаметр окружності на якій лежить дана точка входу, м (рис. 3.3).

Струйка а:

$$U_{1a} = \frac{\pi \cdot 0,00,1425 \cdot 1450}{60} = 10,81 [\text{м/с}].$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{\pi \cdot 0,127 \cdot 1450}{60} = 9,63 [\text{м/с}].$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 1450}{60} = 6,07 [\text{м/с}].$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m'}}{U_1 - V_{1u}}. \quad (3.13)$$

Струйка a:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{4,9}{10,8 - 1} = 25,2^\circ.$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{5,11}{9,63 - 1} = 27,4^\circ.$$

Струйка c:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{5,11}{6,07 - 1} = 39,8^\circ.$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

Орієнтовні рекомендовані значення кутів атаки для ліній струму:

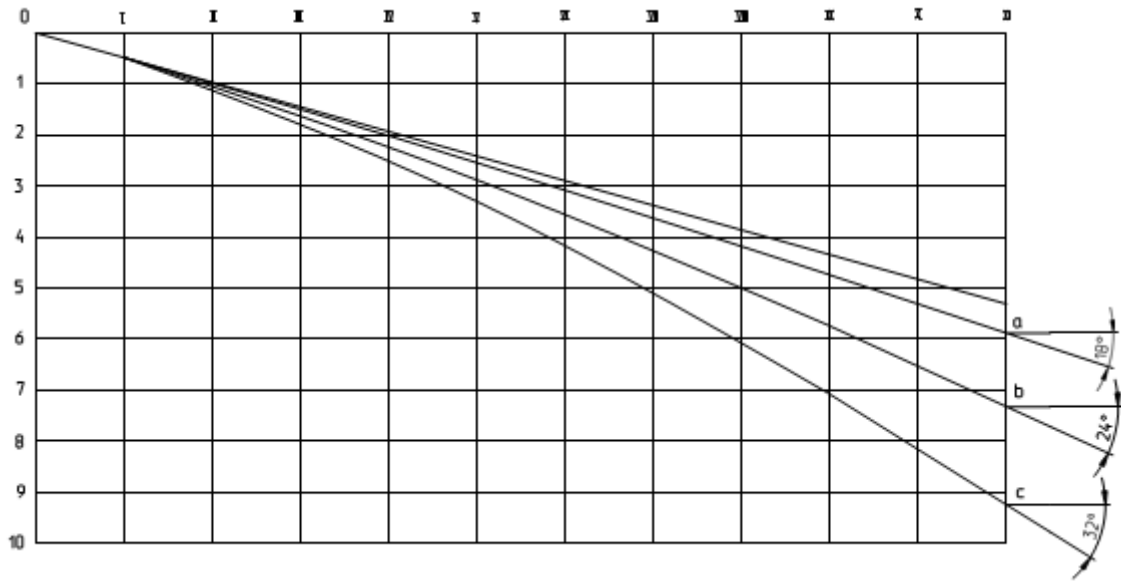
- зовнішньої – 1 – 3°;
- середньої – 5 – 7°;
- втулкової – 7 – 10°.

Тоді:

$$\beta_{1a} = 25,2^\circ + 3^\circ = 28,2^\circ.$$

$$\beta_{1b} = 27,4^\circ + 5^\circ = 32,4^\circ.$$

$$\beta_{1c} = 39,8^\circ + 7^\circ = 46,8^\circ.$$



**Рисунок 3.4** – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра  
(комформна діаграма)

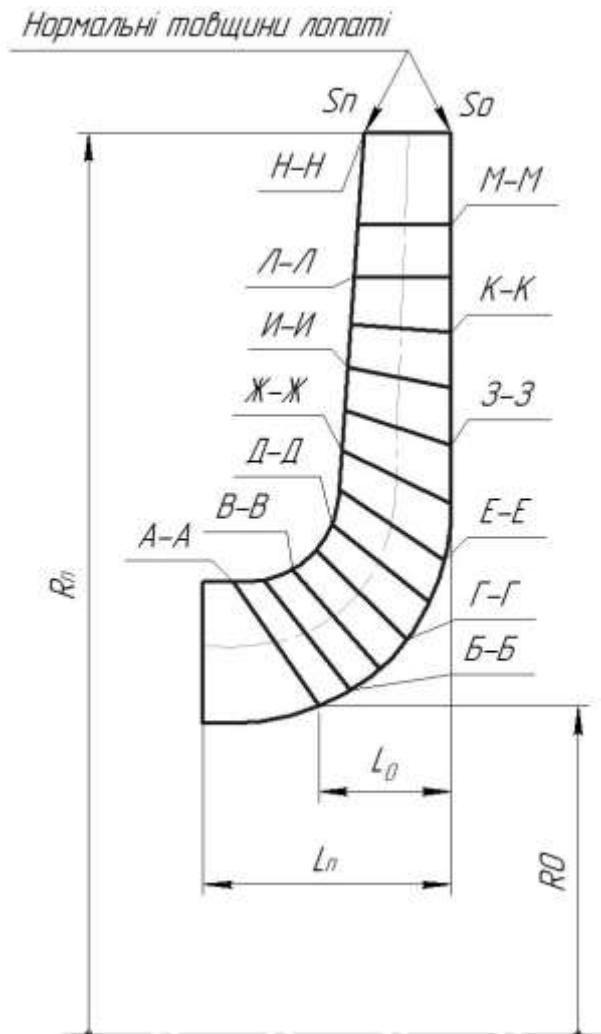
### **3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса**

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через вісь робочого колеса. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

Для переносу відповідних точок з конформної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовуємо відношення:

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

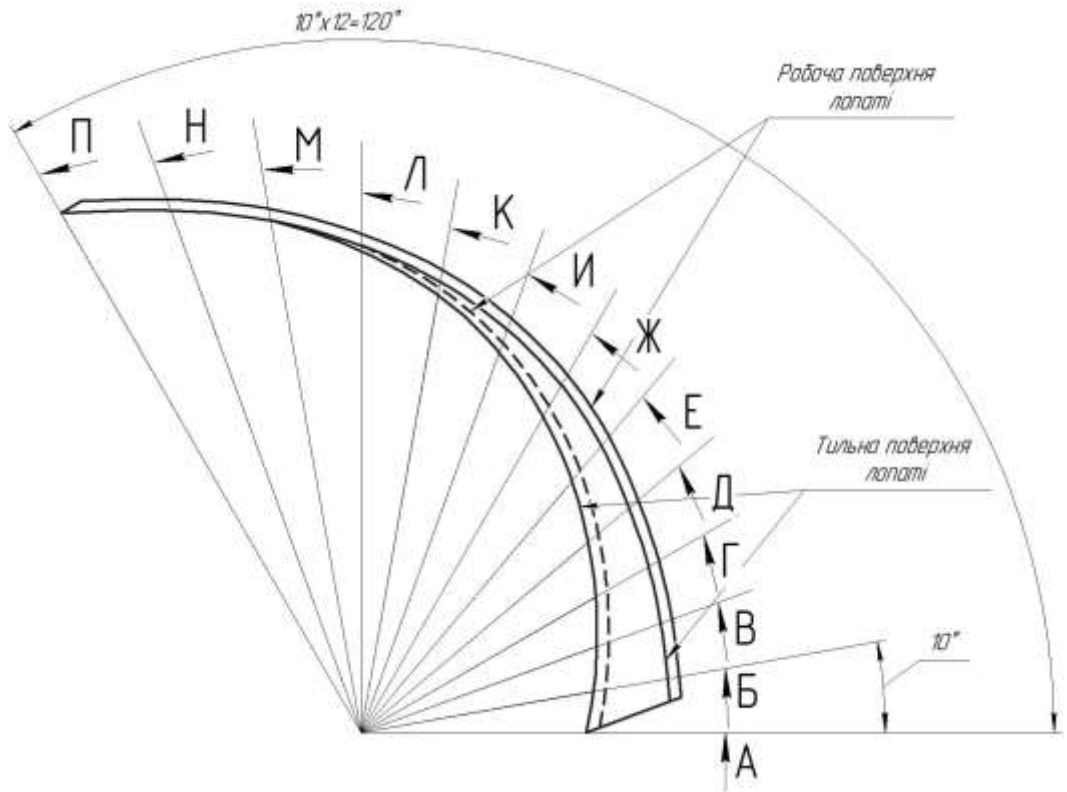




**Рисунок 4.4** – Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

### 3.5. Побудова лопаті у плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називається планом лопаті (рис.4.5).



**Рисунок 4.5 – Лопать в плані**

#### 4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ

Розрахунок та проектування направляючого апарату проводимо згідно [1].

Вихідні дані для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса  $Q = 375$  [м<sup>3</sup>/год].

Напір ступені насоса  $H = 45$  [м].

Частота обертів ротора:  $n = 1450$  [об/хв].

Зовнішній діаметр р. к.  $D_2 = 420$  [мм].

Ширина р. к. на виході  $b_2 = 30$  [мм].

Колова складова швидкості потоку

на виході із робочого колеса  $V_{2u} = 0,5 \cdot U_2 = 16$  [м/с].

Діаметр  $D_3$  вибираємо з умов забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та направляючим апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса, так і для отримання мінімальних втрат у зазорі [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]:

$$D_3 = (1,03 - 1,05) \cdot D_2. \quad (4.1)$$

$$D_3 = 1,04 \cdot 420 = 436,8 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо  $D_3 = 440$  [мм].

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі за формулою [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]:

$$b_3 = b_2 + 1,5, \quad (4.2)$$

$$b_3 = 30 + 1,5 = 31,5 \text{ [мм]}.$$

Число лопаток направляючого апарату вибираємо в залежності від числа лопатей робочого колеса з умов відсутності неврівноважених сил  $P$  та неврівноважених пульсацій тиску. Так, для робочого колеса з  $z_{р.к.} = 8$  число лопаток направляючого апарату  $z_{н.а.} = 10$ .

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}, \quad (4.3)$$

$$V_{m3} = \frac{375}{\pi \cdot 0,44 \cdot 0,0315 \cdot 3600} = 2,4 \text{ [м/с]}.$$

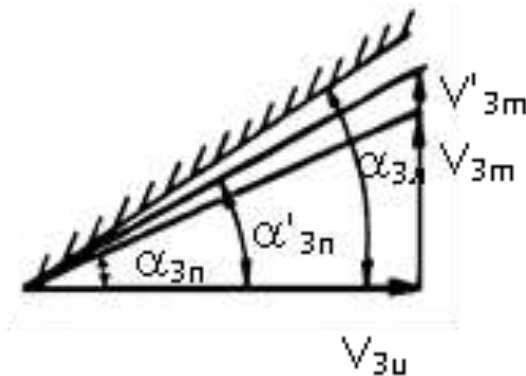
Колова складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{u3} = V_{2u} \cdot k_z \cdot \frac{D_2}{D_3}, \quad (4.4)$$

де  $k_z = 0,7 \dots 0,8$ .

$$V_{u3} = 16 \cdot 0,75 \cdot \frac{420}{440} = 11,5 \text{ [м/с]}.$$

Кут потоку на вході в направляючий апарат без врахування стиснення потоку визначаємо з трикутника швидкостей (рис.4.1):



**Рисунок 4.1** – Трикутник швидкості потоку

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}}, \quad (4.5)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{2,4}{11,5} = 19^\circ.$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha_{3n}' = \operatorname{arctg} \frac{V_{m3}}{\varphi_3 \cdot V_{u3}}, \quad (4.6)$$

де  $\varphi_3$  – коефіцієнт стиснення потоку.

$$\varphi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}, \quad (4.7)$$

де  $t_3$  – крок лопаті направляючого апарату;

$\alpha_{3л} = 5...8^\circ$  – кут установки лопатки н.а. на вході. Приймаємо  $\alpha_{3л} = 6^\circ$ .

$\delta$  – нормальна товщина лопаті направляючого апарату на вході,  $\delta = 3$  [мм].

Під кутом  $\alpha_{3л}$  виконуємо спіральну частину лопаток направляючого апарату.

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{н.а.}}, \quad (4.8)$$

$$t_3 = \frac{\pi \cdot 0,44}{10} = 0,138 \text{ [м]}.$$

Тоді:

$$\varphi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,138 \cdot \sin 6^\circ} = 0,8.$$

$$\alpha_{3n}' = \operatorname{arctg} \frac{2,4}{0,8 \cdot 11,5} = 14,6^\circ.$$

Спіральний відрізок лопатей виконуємо по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R_3'}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3n})}, \quad (4.9)$$

де  $\mu$  – коригуючий коефіцієнт (1,2...1,8). Приймаємо  $\mu = 1,5$ .

Звідси:

$$R_3' = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3n})} = 220 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{10} 1,5 \cdot \operatorname{tg} 14,6^\circ} = 281 \text{ [мм]}.$$

Висота вхідного перерізу:

$$\alpha_3 = (R_3' - R_3) \cdot \cos \alpha_{3л} - \delta, \quad (4.10)$$

$$\alpha_3 = (281 - 220) \cdot \cos 14,6^\circ - 3 = 56 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо  $\alpha_3 = 56 \text{ [мм]}$ .

Визначаємо розміри дифузорового каналу. Дифзорна частина направляючого апарату визначає його гідродинамічну досконалість як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори з розширенням в двох напрямках осьовому та радіальному.

Довжина дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = \alpha_3 \cdot (3 \div 5), \quad (4.11)$$

$$l_{\text{диф}} = 56 \cdot 4 = 224 \text{ [мм]}.$$

Площа входу в дифузоровий канал:

$$F_3 = \alpha_3 \cdot b_3, \quad (4.12)$$

$$F_3 = 56 \cdot 31,5 = 1764 \text{ [мм}^2\text{]} = 1,764 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]}.$$

Площа виходу з дифузорового каналу:

$$F_4 = F_3 \cdot 2, \quad (4.13)$$

$$F_4 = 1764 \cdot 2 = 3528 \text{ [мм}^2\text{]} = 3,528 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]}.$$

Опосередкований кут розширення дифузора  $\varphi_{\text{екв}}$ , рахуємо по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}}, \quad (4.14)$$

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{3528}{\pi}} - \sqrt{\frac{1764}{\pi}}}{224} = 5^\circ.$$

Проектування зворотного каналу напрямного апарату з кільцевою переводною зоною. Вибираємо число лопаток зворотного каналу:

$$z_{o.k.} = z_{н.а.} = 10.$$

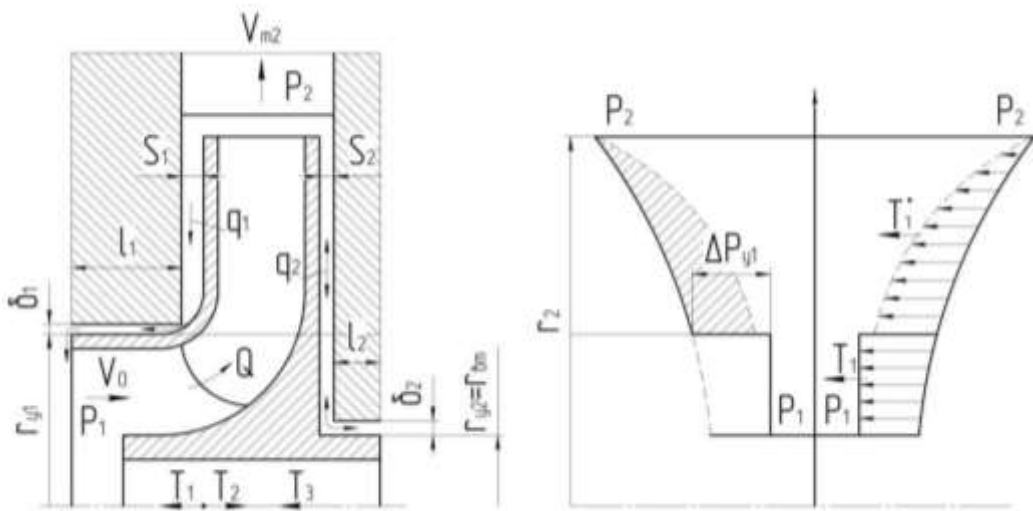
Кут установки лопаток зворотного каналу на виході із напрямного апарату  $\alpha_{зл}$  вибираємо в діапазоні  $40^\circ \dots 90^\circ$ .

## 5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ

Розрахунок гідродинамічних сил проводимо згідно [1].

### 5.1. Розрахунок осьової сили, що діє на ротор

При роботі відцентрового насоса на його ротор діє складна система сил, серед яких найбільшою є осьова сила, що виникає внаслідок порушення симетрії робочих коліс відносно площини, перпендикулярної осі ротора насоса. Схема ступені відцентрового насоса і епюри розподілу тиску в пазухах робочого колеса наведені на рис.5.1.



**Рисунок 5.1** – Схема розподілу тиску в пазухах закритого робочого колеса та осьові сили, які діють на ротор

При складанні епюр тиску (рис. 5.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається невірноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами  $r_{y1}$  та  $r_{y2}$ , що і обумовлює наявність осьової сили  $T_1$ . По осі насоса також діє динамічна сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.



Сумарну осьову силу в багатоступеневому насосі визначаємо як геометричну суму осьових зусиль окремих ступенів:

$$T_{\text{сум}} = \sum_1^i T, \quad (5.1)$$

де  $i$  – кількість ступенів.

Сумарна осьова сила, що діє на окрему ступінь багатоступеневого насоса:

$$T = T_1 - T_2, \quad (5.2)$$

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

$T_2$  – динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н.

Осьову силу  $T_1$  визначаємо за формулою:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[ H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left( r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 - r_{y2}^2}{2} \right) \right], \quad (5.3)$$

де  $\gamma = \rho \cdot g = 998 \cdot 9,81 = 9790$  [Н/м<sup>3</sup>] – питома вага рідини;

$r_{y1} = 0,090$  [м] – радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0,055$  [м] – радіус заднього ущільнення;

$H_p$  – потенційний напір робочого колеса;

$\omega$  – колова швидкість обертання ротора насоса, с<sup>-1</sup>. Визначимо її виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (5.4)$$

де  $n = 1450$  [об/хв] – частота обертання ротора насоса.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 152 \text{ [с}^{-1}\text{]}.$$

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{г.к.} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2}\right), \quad (5.5)$$

де  $\eta_{г.к.}$  – гідравлічний ККД робочого колеса:

(приймаємо  $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_{г.}} = \sqrt{0,905} = 0,94$ );

$H_m$  – теоретичний напір, м.

Теоретичний напір визначаємо за формулою:

$$H_m = \frac{H_{ст.}}{\eta_{г.к.}}, \quad (5.6)$$

$$H_m = \frac{45}{0,94} = 47,9 \text{ [м]}.$$

$$H_p = 47,9 \cdot 0,94 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 47,9}{2 \cdot 32^2}\right) = 34,7 \text{ [м]}.$$

Тоді:

$$\begin{aligned} T_1 &= 9790 \cdot \pi \cdot (0,09^2 - 0,055^2) \cdot \left[34,7 - \frac{152^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,22^2 - \frac{0,09^2 - 0,055^2}{2}\right)\right] = \\ &= 3649 \text{ [Н]}. \end{aligned}$$

Осьову силу  $T_2$  визначаємо за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0, \quad (5.7)$$

де  $V_0$  – швидкість потоку на вході в робоче колесо.

Тоді осьова сила  $T_2$ :

$$T_2 = 998 \cdot \frac{375}{3600} \cdot 3,89 = 404,4 \text{ [Н]}.$$

Осьова сила, що діє на робоче колесо ступені насоса буде дорівнювати:

$$T = 3649 - 404,4 = 3244,6 \text{ [Н]}.$$

Тоді сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{сум} = 3 \cdot 3244,6 = 9733,8 \text{ [Н]}.$$

## 5.2. Розрахунок радіальної сили

Причини виникнення радіальної сили можуть бути як механічного, так і гідравлічного походження. Гідродинамічна радіальна сила з'являється через колову нерівномірність параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при  $Q_{\text{опт}}$ .

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (5.8)$$

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

$Q_{\text{опт}} = Q = 375$  [м<sup>3</sup>/год] – подача при оптимальному режимі;

$\gamma = \rho \cdot g = 998 \cdot 9,81 = 9790$  [Н/м<sup>3</sup>] – питома вага рідини;

$b_2 = 0,03$  [м] – ширина колеса на виході.

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{375}{375} \cdot 9790 \cdot 135 \cdot 0,42 \cdot 0,03 = 5995 \text{ [Н]}.$$

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

## 6. РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

У насосах кавітація виникає, коли тиск перед входом у насос значно перевищує тиск пароутворення рідини при заданій температурі. Це означає, що область мінімального тиску розташовується всередині проточної частини насоса. Падіння тиску в насосі (порівняно з вхідним тиском) зумовлене обтіканням лопаток.

Якщо тиск стає нижчим за тиск насиченої пари, починається кавітація. Це падіння тиску зазвичай відбувається в ділянках з високими швидкостями потоку та при перекачуванні гарячих рідин, коли в рідині активно утворюється пар. Бульбашки пару потрапляють у зону з вищим тиском, де миттєво конденсуються. Рідина заповнює порожнини, де був сконденсований пар, що призводить до гідравлічних ударів, шуму та вібрацій насоса. Кавітація може призвести до швидкого руйнування насоса через гідравлічні удари та посилену корозію під час пароутворення. У процесі кавітації продуктивність і напір насоса різко знижуються.

Три основні негативні наслідки кавітації:

- зрив подачі, напору, потужності та к.п.д.;
- ерозійний знос елементів насоса: робочого колеса, вала і т.д.;
- звукові явища: шум, вібрація а також низькочастотні автоколивання тиску в трубопроводах [24].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного запасу:

$$\Delta h = \left( \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (6.1)$$

Коефіцієнт  $c$  змінюється в межах 800...1000. Приймаємо  $c = 1000$ .

$$\Delta h = \left( \frac{5,62 \cdot 1450 \cdot \sqrt{\frac{375}{3600}}}{1000} \right)^{4/3} = 3,63[\text{м}].$$

## 7. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА

### 7.1 Вибір електродвигуна

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = 191,8 \cdot 1,1 = 210 \text{ [кВт]}.$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю обираємо електродвигун А4-400ХК-4МТЗ УХЛ4 з наступними параметрами:

- номінальна потужність  $N_{ел} = 315 \text{ [кВт]}$ ;
- напруга  $U_{ел} = 6000 \text{ [В]}$ ;
- частота обертання  $n_{ел} = 1450 \text{ [об/хв]}$ .

### 7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ( $n_A = 0$  – точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна ( $n$ ).

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

$$M_A = 0,21 \cdot M_{ном}, \quad (7.1)$$

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

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}, \quad (7.2)$$

де  $\omega$  – колова швидкість обертання ротора насоса,  $\text{с}^{-1}$ . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

де  $n = 1450 \text{ [об/хв]}$  – частота обертання ротора насоса.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 152 \text{ [с}^{-1}\text{]}.$$

$$M_{\text{ном}} = \frac{210}{152} = 1,4 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 1,4 = 0,294 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = 1,4 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}}, \quad (7.3)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 1450 = 435 \text{ [об/хв]}.$$

$$M_B = 0,03 \cdot 1,4 = 0,042 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$
 (7.4)

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2}. \quad (7.5)$$

$$k = \frac{1,4}{1450^2} = 6,66 \cdot 10^{-7}.$$

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

$$M = k \cdot n^2. \quad (7.6)$$

Результати розрахунку заносимо до табл. 7.1.

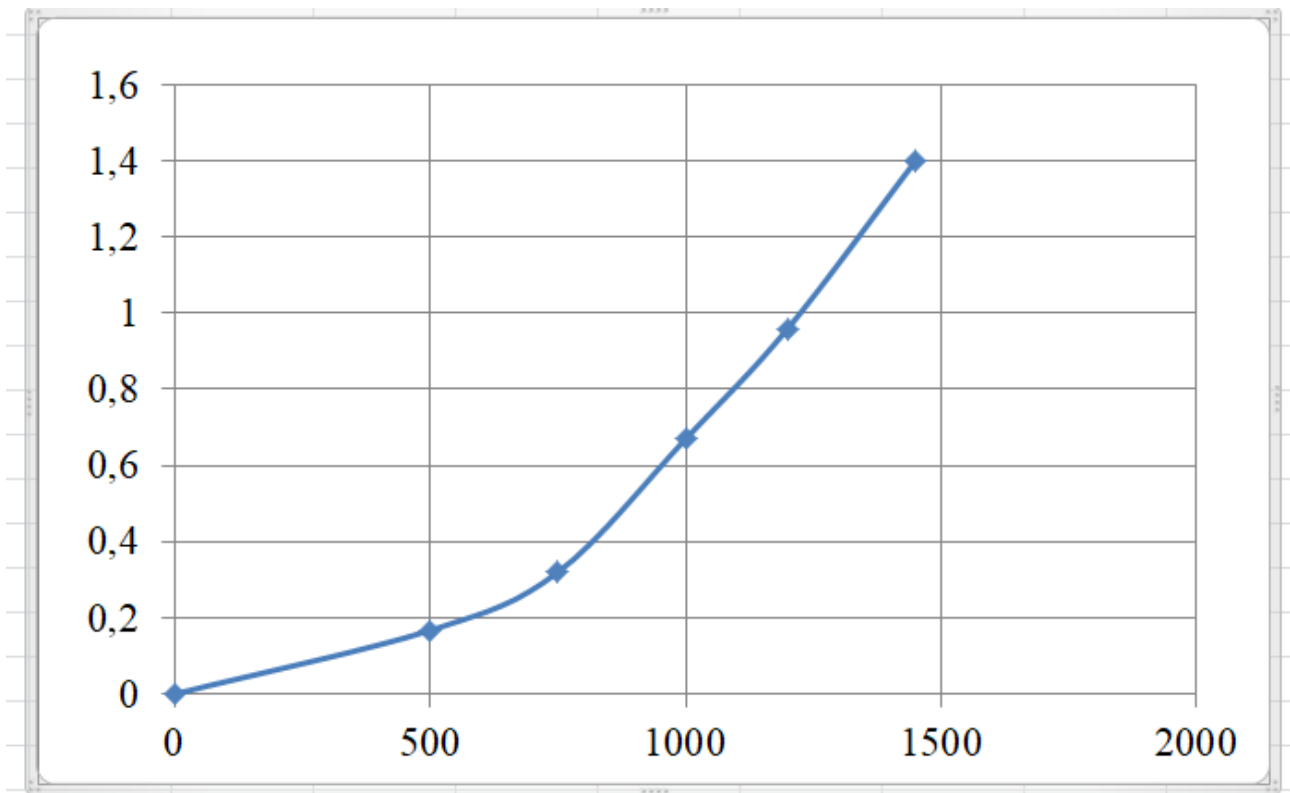
Графік пускового моменту будемо таким чином:

- за таблицею 7.1 будемо залежність  $M = f(n)$ ;
- точки А ( $n_0; M_0$ ) та В ( $n_B; M_B$ ) з'єднуємо між собою відрізком;
- отримані криві спрягаємо плавною кривою.

**Таблиця 7.1** – Пускова моментна характеристика

$n, \text{об/хв}$	0	500	750	1000	1200	1450
$M, \text{Н} \cdot \text{м}$	0	0,167	0,37	0,67	0,96	1,4

На рисунку 7.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.



**Рисунок 7.1** – Пускова моментна характеристика

## 8. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ НАПОРУ НАСОСУ, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЛОПАТЕВОЇ РЕШІТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Для виконання чисельного моделювання у програмному комплексі ANSYS CFX була розроблена рідинна модель проміжного ступеню насоса, яка була прийнята за базову. Також досліджувалась можливість підвищення напірності ступеню за допомогою використання двохярусної лопатевої решітки РК із виконанням затилуванням вихідних кромek лопатей. Ступінь з подібним робочим колесом назвали – «модернізований ступінь». В результаті розрахунку на режимах  $Q/Q_{\text{опт}} = 0,7; 0,9; 1; 1,1; 1,2$ , були отримані напірні та енергетичні характеристики.

### 8.1. Введення вихідних даних у CFX-Pre

Імпортуємо розрахункову сітку (рис.8.1) в CFX-Pre 16.2, натискаємо:

Mesh ► Import mesh ► Isem CFD.

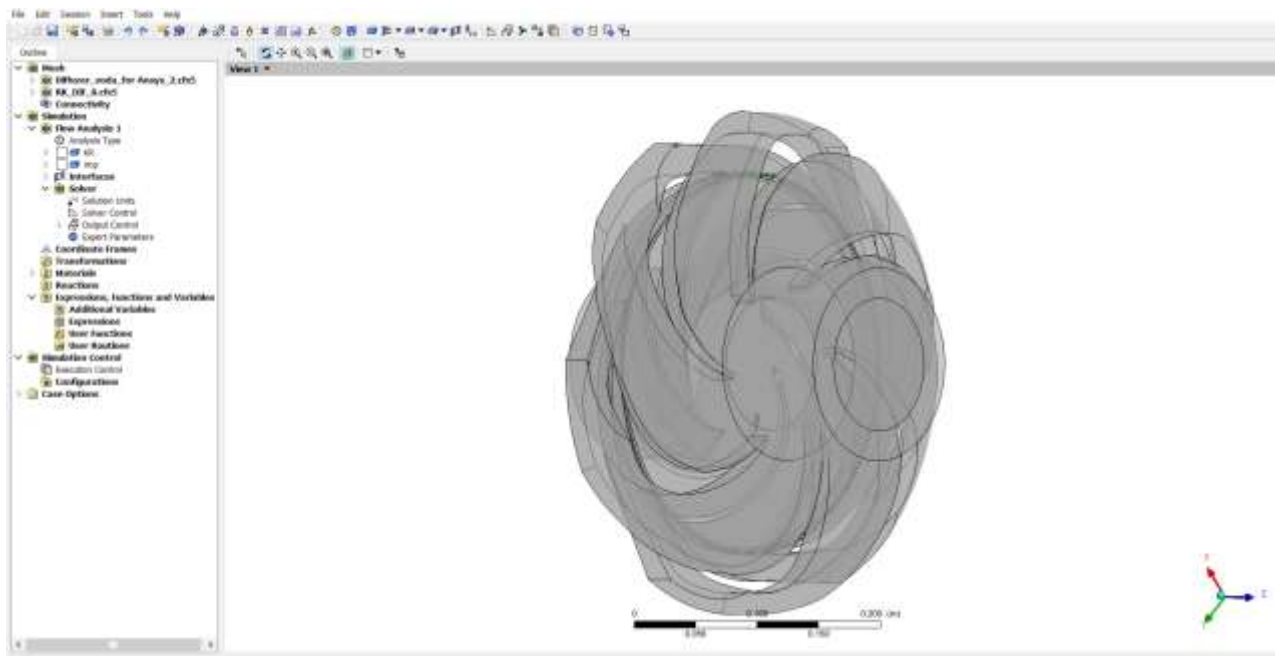


Рисунок 8.1 – Імпортована сітка в програму



Заходимо в: Analysis Type ► Steady type (стаціонарний розрахунок) ► ОК.

Далі вибираємо розрахункову область, на даному прикладі їх дві, робоче колесо та направляючий апарат. Нам потрібно їх розділити на дві частини (динамічну та статичну), для цього заходимо в закладку Domain вибираємо потрібну сітку, називаємо її, наприклад Imp та починаємо задавати її характеристики в Basic Settings:

Location – вибираємо сітку, яка відповідає розрахунковій області;

Domain Type – тип області, вибираємо Fluid Domain (рідке середовище);

Material – вибираємо середовище, для якого буде відбуватися розрахунок, на даному прикладі це Water at 25°C, також можна в бібліотеці створити своє середовище;

Reference Pressure не змінюємо, залишаємо 1 [atm], але якщо в нас процес з кавітацією, то пишемо 0.

Domain Motion ► Rotating, задаємо кількість обертів та їх напрям. Вісь симетрії повинна дивитися на вас, проти годинникової стрілки - , за годинниковою +. Змінюємо рад/с на об/хв.

Далі задаємо характеристики в Fluid Models:

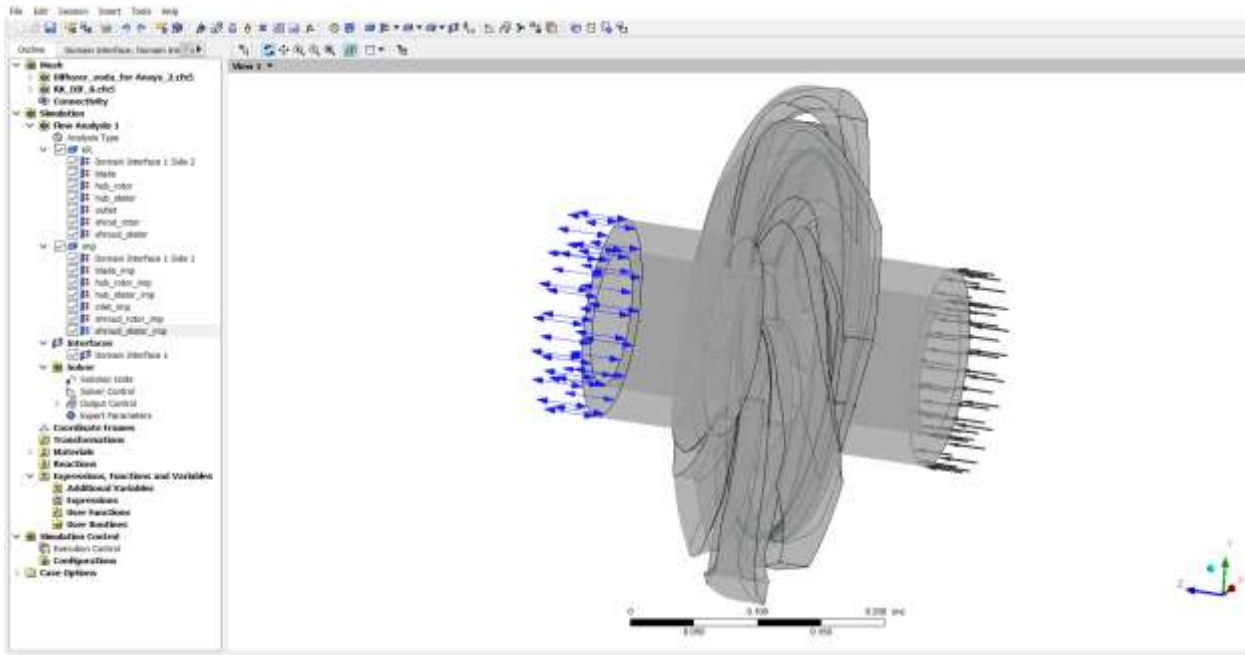
Option – вибираємо ізотермічний процес, тобто приймаємо, що рідина нестислива; далі вибираємо модель турбулентності k-Epsilon натискаємо ОК.

Так само й для направляючого апарата заходимо в закладку Domain, вибираємо потрібну сітку, називаємо її KR. Налаштування залишаються тими самими, тільки замість Rotating вибираємо Stationary.

Задаємо пограничні умови в Boundary (вхід, вихід, стінка) та локацію – поверхня, що буде відповідати цій умові. Задаємо для кожної поверхні. В Basic Setting вибираємо тип поверхні, потім саму поверхню на деталі. В Boundary Details задаємо вхідні параметри (наприклад: для стінок – шорсткість, для входу – масову витрату, для виходу – тиск).

Так як ми РК та НА ми повинні використовувати інтерфейси Domain interface (рис.8.2). Вибираємо де будемо створювати інтерфейс, вибираємо самі поверхні, буде вона динамічною чи статичною, натискаємо ОК. Інтерфейсів повинно бути 2

(вихід з одного, та вхід в інший). Для hub\_stator та shroud\_stator ставимо counter rotating wall (це статична поверхня в динамічній сітці).



**Рисунок 8.2 – Розбиті поверхні сітки**

Після цього задаємо параметри розрахунку Solver Control. Задаємо кількість ітерацій. Output control (вивід результатів), тут вибираємо Iteration Interval – ставимо 20. Розрахунок закінчується в таких випадках: розрахунок зійшовся, висвітилася помилка, закінчилися ітерації, чи примусово зупинили розрахунок.

Далі записуємо файл для того, щоб ми змогли розрахувати, для цього натискаємо Write solver input file.

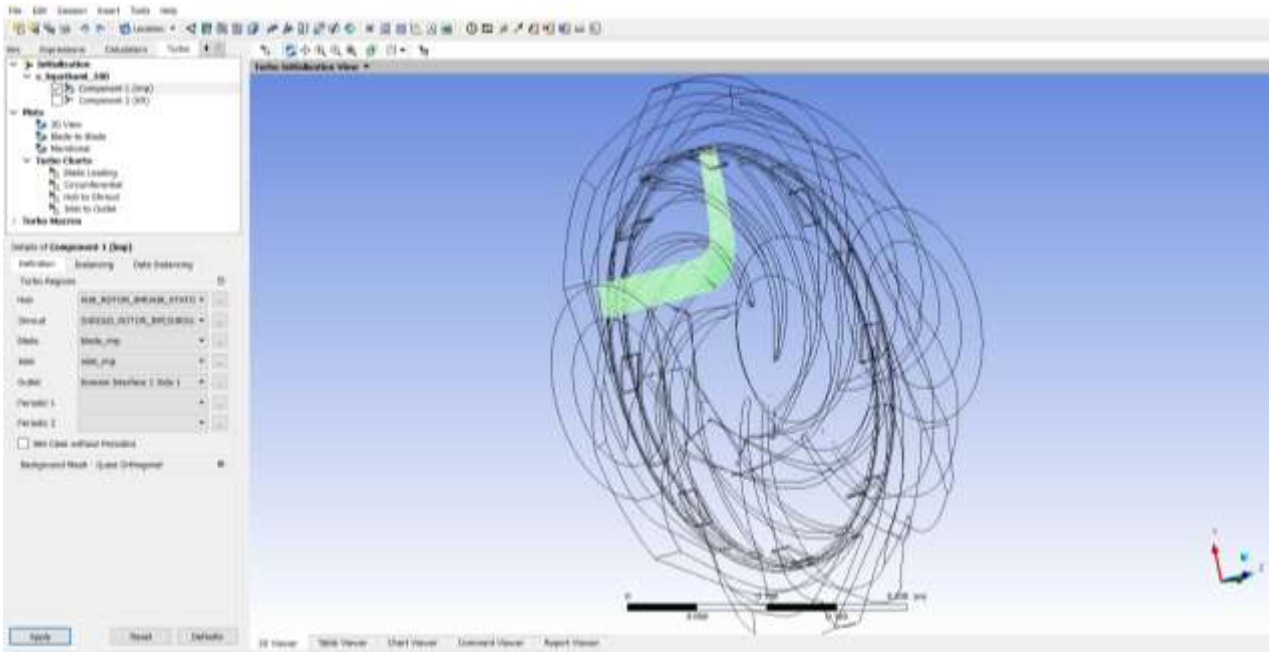
## **8.2 Виведення даних розрахунку в CFD-Post**

Для виводу результатів використовуємо CFD Post.

File ► Load Result ► вибираємо файл з іменем res. Вибираємо розрахункові області та натискаємо ОК.

Заходимо в закладку Turbo – це турборежим. Цей режим дозволяє вивести параметри в відносній та абсолютній системі координат, компоненти швидкості і т.д. Програма може сама ініціалізувати поверхні, але краще від цього відмовитися й

щоб запобігти помилок зробити це самому. Ініціалізуємо турбо режим для РК. Далі виберемо границі РК (стінка, вхід, вихід, періодичні границі). Після вибору переходимо в Instancing, де вибираємо кількість каналів, вісь обертання. Натискаємо ініціалізувати (якщо турбо режим ініціалізований, то можемо побачити меридіональний переріз, а також значок ОК) (рис.8.3).



**Рисунок 8.3 – Ініціалізація турборежиму**

Переходимо в Variables й там ми можемо побачити різні швидкості:

$V$  – абсолютна швидкість (Velocity in Stn Frame);

$V_u$  – колова швидкості (Circumferential Velocity in Stn Frame);

$V_m$  – меридіональна складова швидкості (Velocity Meridional);

$W$  – відносна швидкість (Velocity);

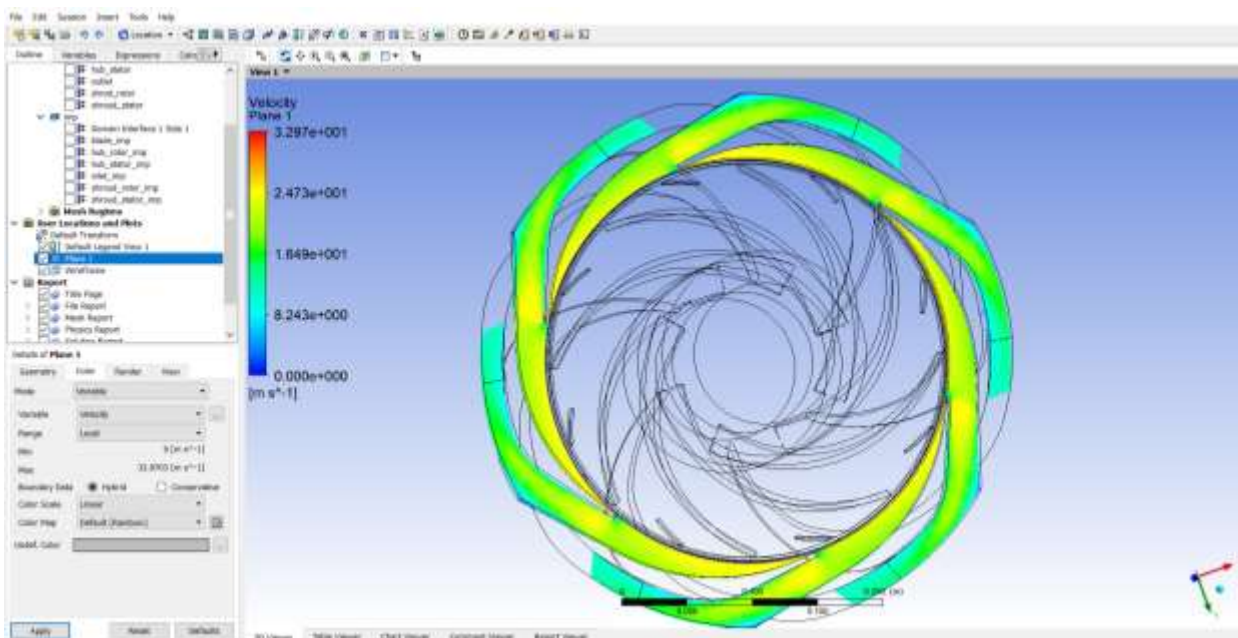
$V_{u-u}$  - (Circumferential Velocity);

$\alpha$  – кут установки лопаті на вході (Velocity Flow Angle in Stn Frame);

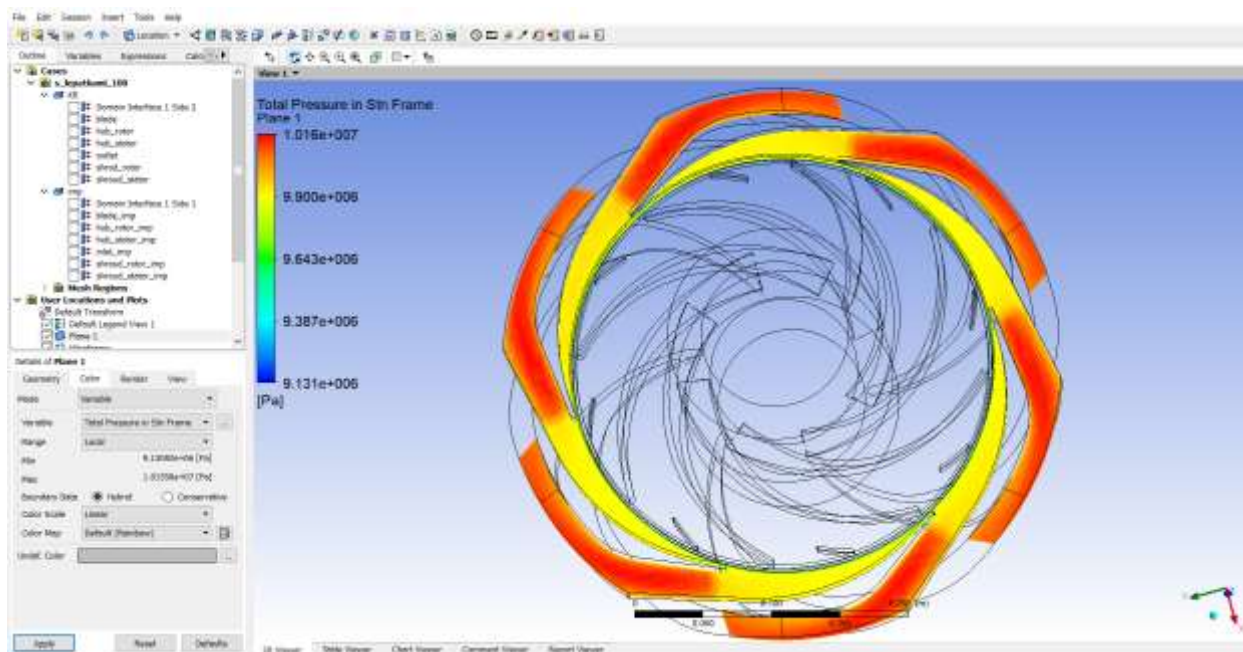
$\beta$  – кут установки лопаті на виході (Velocity Flow Angle).

Створюємо переріз входу в насос. Не рекомендується створювати переріз безпосередньо на вході чи виході ступені. Натискаємо, Location ► Plane (називаємо площину). Вибираємо де буде проходити площа (РК чи НА), обираємо НА. Площину можна створити за допомогою трьох точок, четез площу та нормаль чи

паралельно площі. Вибираємо відстань на якій вона буде розташовуватися. У вкладці Color можна налаштувати площу таким чином, щоб вона показувала розподіл тисків або швидкостей (рис.8.4). В закладці Range можна вибрати Global (діапазон розраховується від мінімальної величини до максимальної) або ж Local (значення розраховується тільки для даної поверхні для якої створена площа).



а)



б)

**Рисунок 8.4** – Площа на вході в НА: а – по швидкості, б – по тиску

Для вводу рівнянь заходимо на вкладку Expressions. ПКМ клацаємо на полі з формулами ► New ► називаємо формулу ► ОК. В вікні можна записувати формули. Для простоти запису є декілька елементів (Functions, Expressions, Variables, Location, Constant). Пишемо формули для розрахунку, програма може зразу їх розраховувати.

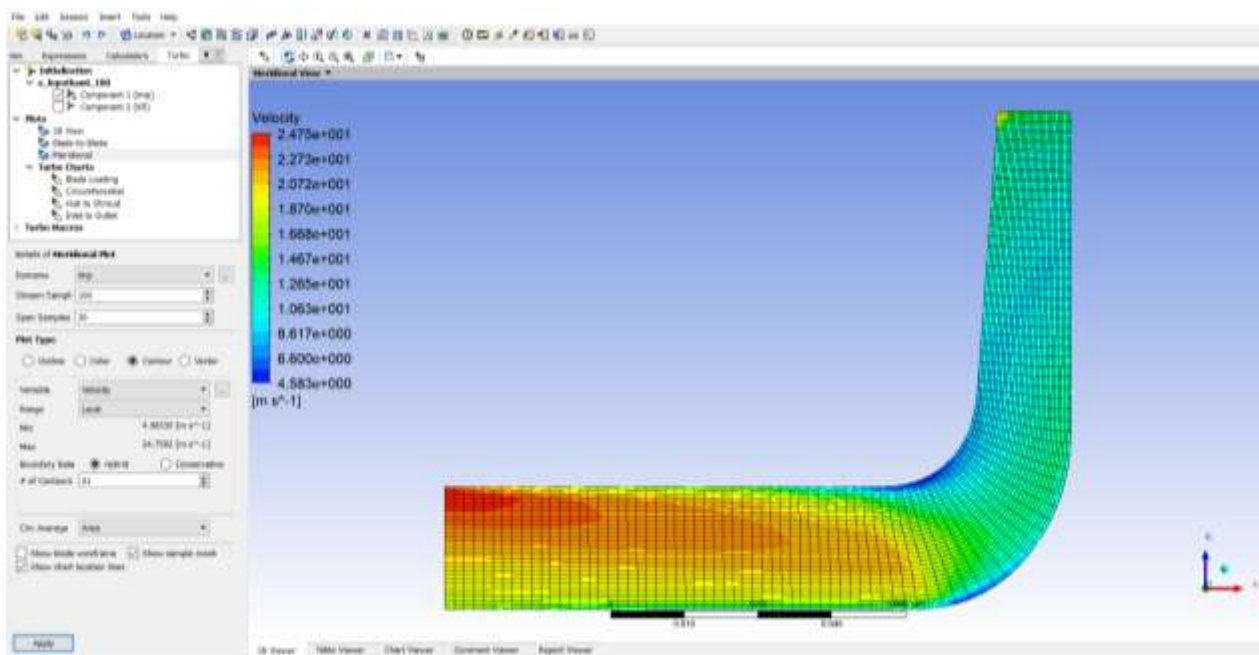
Формула для напору:  $(\text{mass FlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{Outlet} - \text{mass FlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{Inlet\_imp})/997[\text{kg/m}^3]/g$ .

Формула для подачі:  $\text{massFlow}()@\text{outlet} * 3600/997[\text{kg/m}^3]*7$ .

Формула для потужності:  $-\text{torque\_x}()@\text{blade}*\pi*3000/30*7$ .

Формула для ККД:  $997[\text{kg/m}^3]*g*\text{Capacity}*\text{HeadofStage}/3600/\text{Power of Impeller}$ .

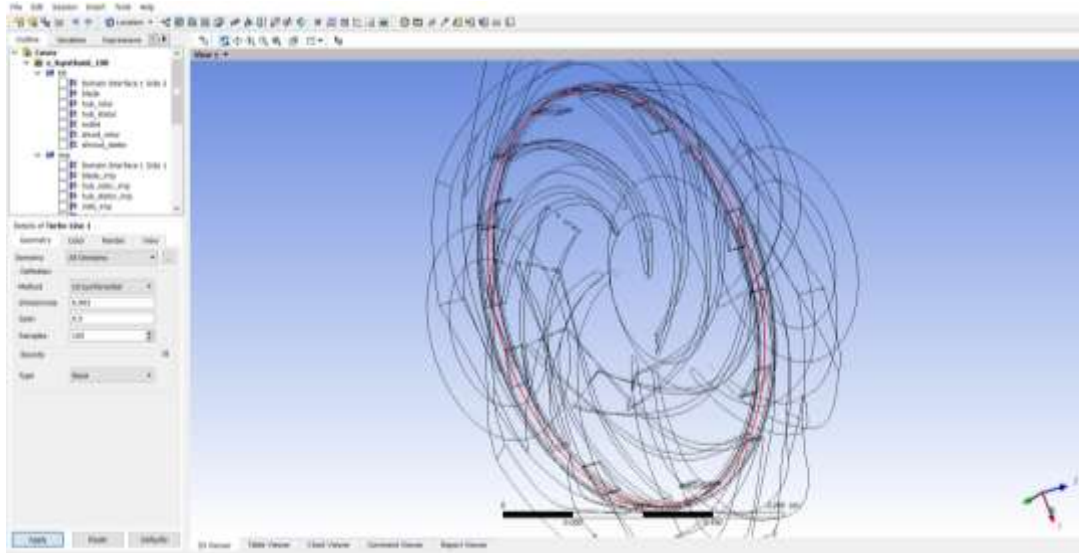
Повертаємося до турборежиму. В ньому ми можемо побачити швидкості в меридіональній площині. В такому режимі можна побачити лопать. Для покращення картинки можна збільшити кількість точок, для цього натискаємо Stream Sample (збільшення за потоком), Spain Sample (від основного диску до покривного) (рис. 8.5).



**Рисунок 8.5** – Розподіл швидкості в меридіональному перерізі за абсолютною швидкістю

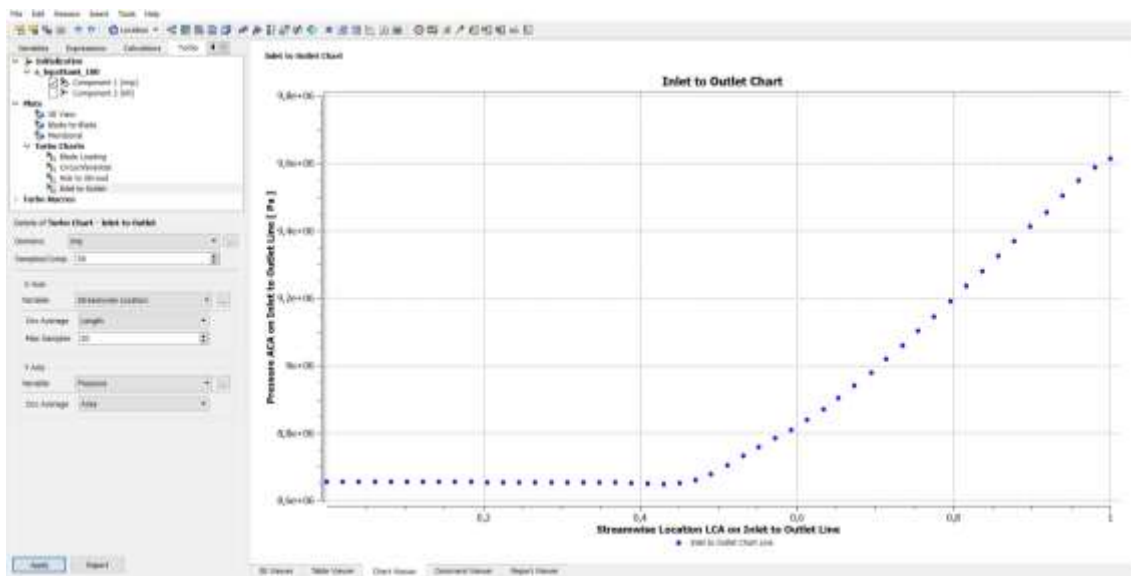


Далі в дереві моделей на вкладці Turbo Charts ► натискаємо Circumferential, Spain (розташування площі в проточній частині), Streamwise (відстань між входом та виходом РК), Samples (кількість точок на графіку). Вибираємо дані по осям X – Chart Count, Y – Pressure. Для цього графіка потрібно побудувати Turbo Line вибираємо Circumferential, Samples – 100. Ми отримали коло на РК. Змінюючи діаметр кола можемо вибирати де програма зніме дані для графіка (рис.8.6).

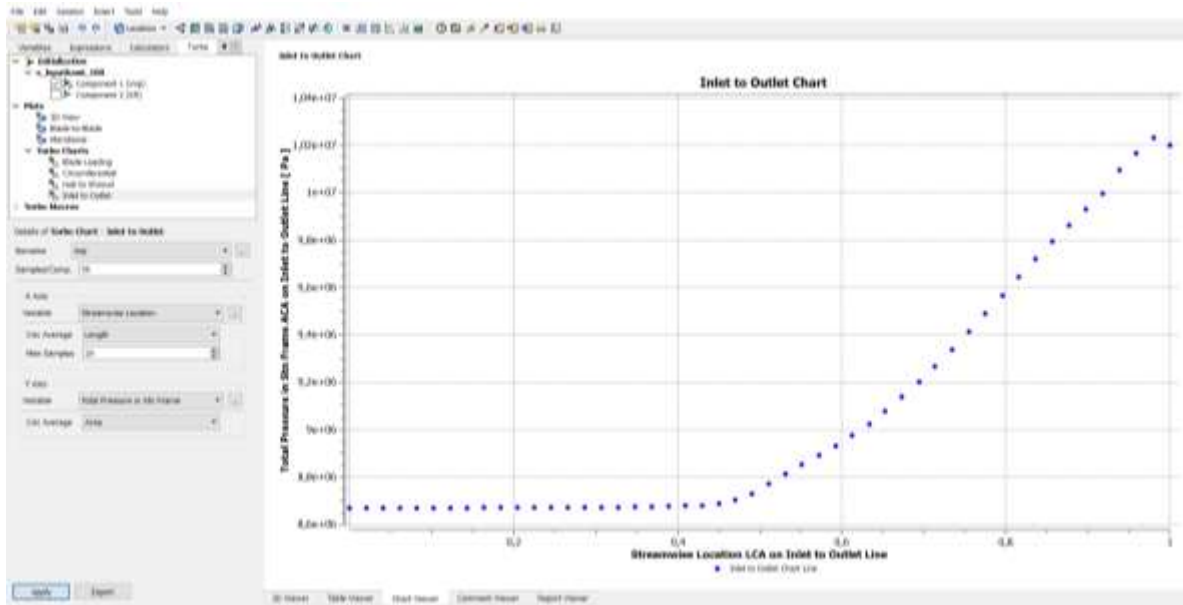


**Рисунок 8.6** – Турболінія на РК

Змінюючи Variable по осі Y, ми можемо побачити розподіл швидкості, тиску по ширині. Цей графік можна робити як для одного каналу, так і для двох, трьох (рис.11.7).



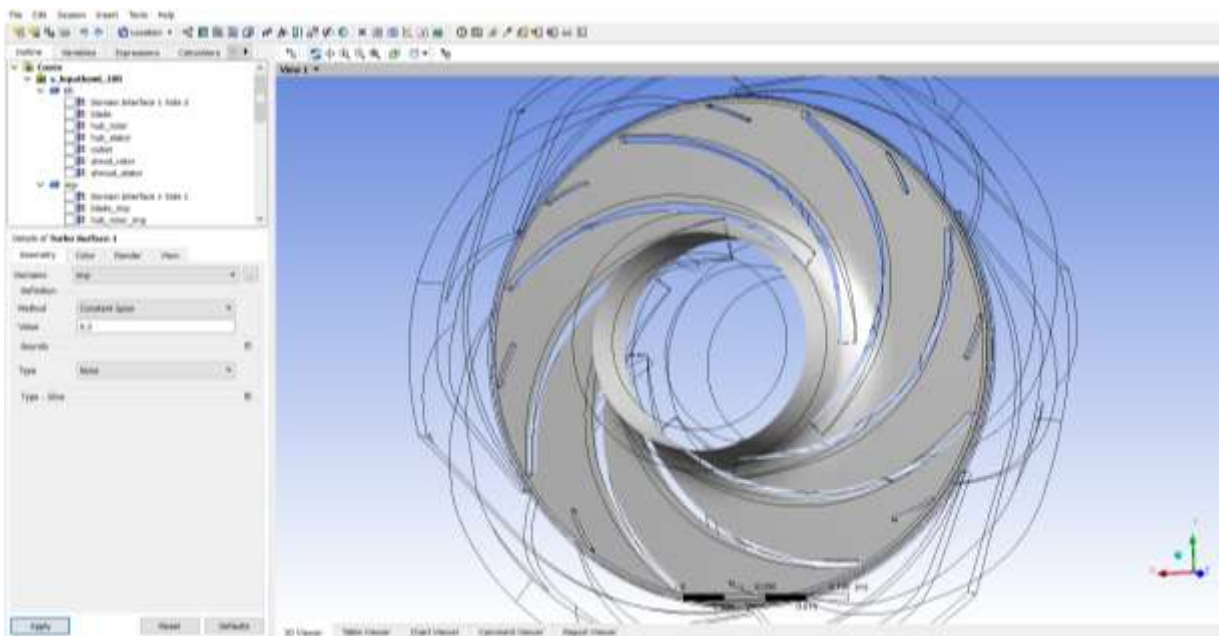
a)



б)

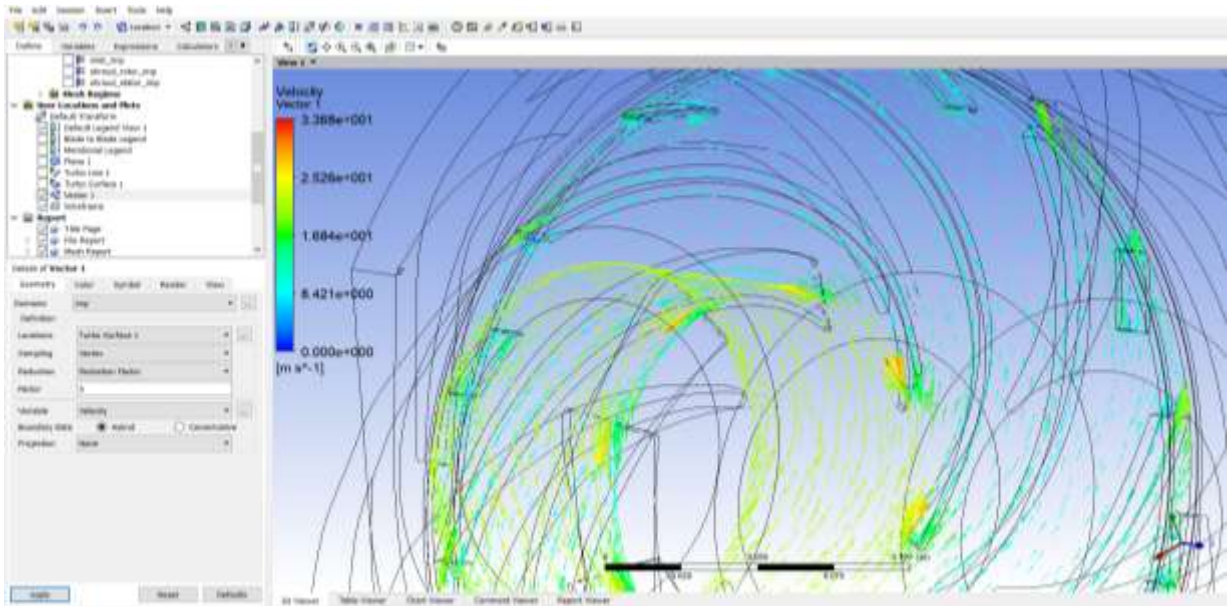
**Рисунок 8.7** – Графіки: а) розподіл статичного тиску від входу до виходу, б) розподіл повного тиску від входу до виходу

Щоб вивести турбоповерхню (рис.8.8) в РК натискаємо Location ► Turbo Surface ► вводимо назву поверхні. На цій турбоповерхні ми можемо виводити вектори швидкості в різних формах.



**Рисунок 8.8** – Турбоповерхня

Для того, щоб побачити вектори швидкості потрібно зайти в закладку Vector ► ввести назву ► та натиснути ОК. В Domains вибираємо Impeller, так як там знаходиться наша площа, в Location вибираємо Turbo Surface 1, Factor ставимо 5 як мінімум, тому що чим більше фактор, тим рідше будуть розташовані вектори, натискаємо Apply (рис. 8.9).



**Рисунок 8.9** – Швидкість на турбоповерхні

Для того, щоб зробити картинку більш естетичною вимикаємо Wireframe. Заходимо в Location та натискаємо Polyline. Ця лінія може окреслювати контури площі, тим самим можна побачити, де у нас які поверхні. В Method вибираємо Boundary Intersection, в Boundary list – на перетині чого створювати контур, в Intersect With – пересікання чим, натискаємо Apply (рис. 8.10).

Щоб побачити абсолютну швидкість в РК та НА потрібно створити вектор, заходимо в закладку Vector ► вводимо назву ► та натискаємо ОК. В Domains вибираємо Imp та KR, так як там знаходиться наша площа, в Location вибираємо Turbo Surface 1, Factor ставимо 5, в пункті Variable вибираємо Velocity in Stn Frame, натискаємо Apply. Ця картинка дозволяє оцінити правильність вибору обертання РК, та побачити потік на виході з нього (рис. 8.11).



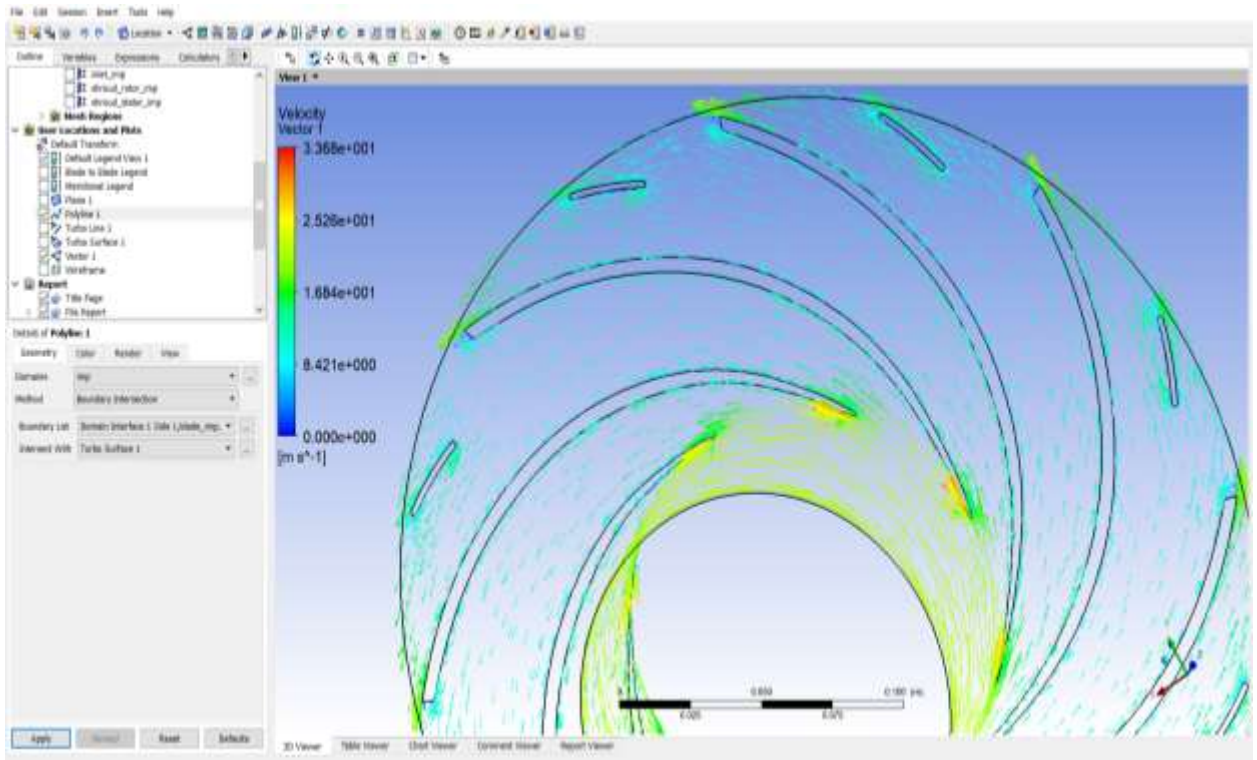


Рисунок 8.10 – Швидкості на турбоповерхні з полілінією в РК

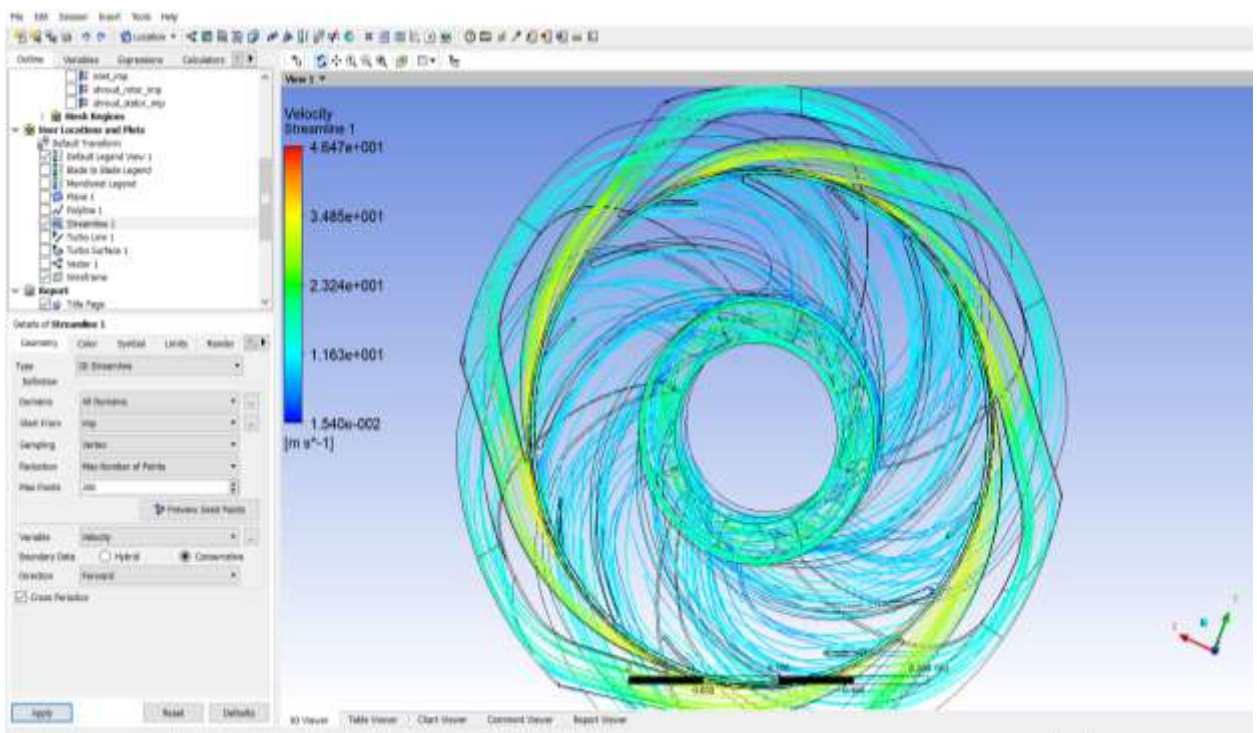


Рисунок 8.11 – Лінії течії в РК та НА

Аналізуючи результати розрахунку можемо зробити висновок, що завдяки запропонованій модернізації РК отримали підвищення напору насоса на рівні напору одного ступеню. Таким чином, використавши модернізоване РК можемо зменшити кількість ступенів насоса на один забезпечуючи вихідний напір.

## 9. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 9.1 Розрахунок собівартості насоса

#### 9.1.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проекрованої конструкції

На етапі проектування, при розрахунку собівартості виготовлення конструкції, можуть застосовуватися розширені методи розрахунку. Вибір конкретного методу залежить від рівня новизни обраного технічного рішення. При цьому можливі три варіанти:

- проектована конструкція є модернізацією базової;
- проектована нова конструкція має виріб-аналог;
- проектована конструкція є принципово новою, яка не має аналогів.

У першому варіанті собівартість проекрованої конструкції може бути визначена "методом коригування". У такому випадку собівартість проекрованої машини визначаємо за формулою:

$$C_{\Pi} = C_a - C_{ан} + C_{пр} + C_{сб}, \quad (9.1)$$

де  $C_{\Pi}$  – собівартість проекрованої машини;

$C_a$  – собівартість існуючої машини-аналога;

$C_{ан}$  – собівартість анульованих елементів;

$C_{пр}$  – собівартість знову проектованих елементів;

$C_{сб}$  – зміна собівартості складальних робіт, що впливають з виробничих конструктивних змін.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 9.1.

$$C_{\Pi} = 57600 + 731 + 8840 + 5130 + 24130 + 42000 + 350 + 525 + 1200 + \\ + 592 + 1175 + 2,05 + 4 + 1300 = 143579,05 \text{ [грн]}.$$

**Таблиця 9.1 – Матеріали**

№ п/п	Деталь	Матеріал деталі	Маса, кг	Кіл. , шт.	Ціна 1 кг матеріалу , грн.	Сума, грн.
1.	Корпус	Сталь 20Х13Л	1152	2	240	552960
2.	Робоче колесо (1 ст.)	Сталь 20Х13Л	21,6	3	240	6192
3.	Вал	Сталь 40Х	171	1	70	11970
4.	Направляючий апарат	Сталь 20Х13Л	22	3	240	15840
5.	Секція насоса	Сталь 20Х13Л	60	3	240	43200
6.	Ущільнююче кільце	Сталь 20Х13	0,5	3	100	150
7.	Ущільнююче кільце на всм.кришці	Сталь 20Х13	3,5	1	100	840
8.	Муфта	Сталь 20	60	1	60	3600
9.	Рубашка вала	Сталь 20Х13	7,4	1	100	740
10.	Фланець	Сталь 20	23,5	2	60	2820
11.	Прокладка	Пароніт	0,025	1	100	2,5
12.	Втулка упорна	Сталь 20Х13	0,08	1	100	8
13.	Шпилька	Сталь 40Х	3,25	12	50	1950
Сума						640273

### 9.1.2 Визначення витрат на основні матеріали і покупні вироби

Так як, склад і структура матеріалів і напівфабрикатів, необхідних для нової машини, подібні аналогічним освоєної у виробництві конструкції, то розрахунок величини здійснюємо таким чином:

$$Z_{\text{ПОК}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{ПОК},i} \cdot N_{\text{ПОК},i} \quad (9.2)$$

де  $C_{\text{пок.і}}$  – відповідно оптова ціна 1-го виду матеріалу і типорозміру покупного виробу;  $n$  – число видів матеріалів, напівфабрикатів і покупних виробів.

$N_{\text{пок.і}}$  – кількість покупних виробів 1-го типорозміру на одиницю виробу, шт.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 9.2.

**Таблиця 9.2** – Витрати на основні матеріали і покупні вироби

№ п/п	Найменування	Кількість, шт.	Ціна, грн.	Сума, грн.
1.	Підшипники кочення	3	500	1500
2.	Торцеве ущільнення	2	28322	56644
3.	Кільце 385-50	3	55,50	166,5
4.	Кільце 290-50	1	48,25	48,25
5.	Кільце 130-140-58-2-2	1	50	50
6.	Гідроуп'ята	1	-	-
7.	Вироби кріплення	100	-	10000
8.	Мастило І-20	1	1300	1300

$$Z_{\text{пок}} = 1500 + 56644 + 166,5 + 48,25 + 50 + 10000 + 1300 = 75709 \text{ [грн]}.$$

### 9.1.3 Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників

Основну заробітну плату виробничих робітників визначаємо за формулою:

$$C_z = C_{\text{ч}} \cdot K_{\text{ср}} \cdot T_{\text{н}} \cdot K_{\text{пр}}, \quad (9.3)$$

де  $C_{\text{ч}}$  – годинна тарифна ставка першого розряду робітників-відрядників з нормальними умовами праці. Визначається за даними заводу-виготовлювача або збільшитись може бути прийнята в розмірі 100[грн/год];

$K_{\text{ср}}$  – тарифний коефіцієнт, що відповідає середньому розряду робіт ( $K_{\text{ср}} = 1,33$ );

$T_{\text{н}}$  – трудомісткість нового виробу, н.час;

$K_{\text{пр}}$  – коефіцієнт, який враховує розмір премії ( $K_{\text{пр}} = 1,4$ ).

Трудомісткість нового виробу визначаємо за формулою:

$$T_H = T_a \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q_H}{Q_a}\right)^2} \cdot K_{\text{НОВ}}, \quad (9.4)$$

де  $T_a$  – трудомісткість робіт виробу-аналога, н.год. Приймаємо  $T_a = 1800$ ;

$Q_H, Q_a$  – відповідно маса проектованої конструкції і виробу-аналога, т;

$K_{\text{НОВ}}$  – коефіцієнт новизни проектованої конструкції. Допускається використовувати значення даного коефіцієнта, виходячи з експертної оцінки. Приймаємо  $K_{\text{НОВ}} = 1$ .

$$T_H = 1800 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{3790}{3680}\right)^2} \cdot 1 = 1836 \text{ [н. год]}.$$

Тоді заробітна платня:

$$C_3 = 100 \cdot 1,33 \cdot 1836 \cdot 1,4 = 341863,2 \text{ [грн]}.$$

Додаткова заробітна платня виробничих працівників, визначається у відсотках від основної заробітної платні. Відсоток додаткової заробітної платні складає 15% від основної заробітної платні виробничих працівників, тобто:

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot C_3}{100\%}, \quad (9.5)$$

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot 341863,2}{100\%} = 51279,5 \text{ [грн]}.$$

Нарахування на заробітну платню нараховується у відсотках від суми основної та додаткової заробітної платні виробничих працівників та враховує відрахування на соціальне страхування в розмірі 22%:

$$C_H = (C_3 + C_{\text{дод}}) \cdot 0,22, \quad (9.6)$$

$$C_H = (341863,2 + 51279,5) \cdot 0,22 = 86491,5 \text{ [грн]}.$$

Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів визначаємо в розмірі 15% від основної заробітної платні:

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot C_3, \quad (9.7)$$

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot 341863,2 = 51279,5 \text{ [грн]}.$$

#### 9.1.4 Визначення накладних витрат

До накладних витрат відносяться: витрати по утриманню та експлуатації обладнання, цехові, загальнозаводські і позавиробничі витрати.

- Витрати по утриманню та експлуатації обладнання.

$$C_{\text{в.у}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{в.у}}}{100\%}, \quad (9.8)$$

де  $K_{\text{в.у}}$  – відсоток витрат по утриманню та експлуатації обладнання до основної заробітної платні. Визначається за даними заводу-виготовлювача. При відсутності даних цей показник може бути прийнятий в розмірі  $K_{\text{в.у}} = 220 - 250\%$ .

$$C_{\text{в.у}} = \frac{341863,2 \cdot 235\%}{100\%} = 803378,5 \text{ [грн]}.$$

- Цехові витрати.

Визначаємо у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників за формулою:

$$C_{\text{ц.в}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{ц.в}}}{100\%}, \quad (9.9)$$

де  $K_{\text{ц.в}}$  – відсоток цехових витрат до основної заробітної платні виробничих працівників. Визначається за даними заводу-виготовлювача. При відсутності даних цей показник може бути прийнятий в розмірі  $K_{\text{ц.в}} = 150 - 200\%$ .

$$C_{\text{ц.в}} = \frac{341863,2 \cdot 175\%}{100\%} = 598260,6 \text{ [грн]}.$$

- Загальнозаводські витрати.

Визначаємо у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників:

$$C_{з.в} = \frac{C_3 \cdot K_{з.в}}{100\%}, \quad (9.10)$$

де  $K_{з.в}$  – відсоток загальнозаводських витрат до основної заробітної платні виробничих працівників. Визначається за даними заводу-виготовлювача або в розмірі  $K_{з.в} = 350 - 400\%$  від основної заробітної платні.

$$C_{з.в} = \frac{341863,2 \cdot 375\%}{100\%} = 1281987 \text{ [грн]}.$$

Виробничу собівартість виробу, який проектуємо визначаємо як суму всіх розрахованих витрат за статтями калькуляції:

$$C_{вир.} = 341863,2 + 51279,5 + 803378,5 + 75709 + 640273 + 598260,6 + 86491,5 + 51279,5 + 1281987 = 3930521,8 \text{ [грн]}.$$

– Позавиробничі витрати.

Визначаємо у відсотку від виробничої собівартості проєктованого виробу. Відсоток позавиробничих витрат приймаємо за даними заводу-виготовлювача виробу-аналога в розмірі 3 – 5% від виробничої собівартості.

$$C_{п.в} = 0,03 \cdot C_{вир.}, \quad (9.11)$$

$$C_{п.в} = 0,03 \cdot 3930521,8 = 117915,65 \text{ [грн]}.$$

Повна собівартість виробу:

$$C_{пов} = C_{вир.} + C_{п.в}, \quad (9.12)$$

$$C_{пов} = 3930521,8 + 117915,65 = 4048437,45 \text{ [грн]}.$$

### **9.1.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проєктуємого виробу:**

– Планові накопичення.

Визначаємо виходячи з умови рентабельності виробу до повної його собівартості за формулою:



$$\Pi = \frac{C_{\text{пов}} \cdot P}{100\%}, \quad (9.13)$$

де  $C_{\text{пов}}$  – повна собівартість проектуемого виробу, тис.грн;

$P$  – рентабельність виробу, %. Приймається за даними заводу-виготовлювача виробу-аналога. При їх відсутності рентабельність може бути прийнята на рівні 25%.

$$\Pi = \frac{4048437,45 \cdot 25\%}{100\%} = 1012109,4 \text{ [грн]}.$$

– Договірна ціна.

Договірну оптову ціну визначаємо методом «витрати + прибуток» як суму повної собівартості проектуемого виробу та планових накопичень:

$$C_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + \Pi, \quad (9.14)$$

$$C_{\text{опт}} = 4048437,45 + 1012109,4 = 5060546,8 \text{ [грн]}.$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 12.3.

**Таблиця 9.3** – Планова калькуляція собівартості насосу

№ п/п	Стаття витрат	Сума,грн.
1.	Сировина та основні матеріали	340273
2.	Покупні вироби та напівфабрикати	75709
3.	Основна заробітна плата	33863,2
4.	Додаткова заробітна плата	12179,5
5.	Нарахування на заробітну плату	11491,5
6.	Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів	8479,5
7.	Витрати по утриманню та експлуатації	30378,5
8.	Цехові витрати	78260,6
9.	Загальнозаводські витрати	71987
10.	Виробнича собівартість	610237,8
11.	Позавиробничі витрати	18307
12.	Повна собівартість	628 544,8

## **10. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **10.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного обладнання**

Шкідливий виробничий фактор — це фактор, який може погіршити стан здоров'я або знизити працездатність працівника. Небезпечний виробничий фактор — це фактор, дія якого в певних умовах може призвести до травм або раптового погіршення здоров'я.

Під час експлуатації насосного обладнання виділяють дві основні групи небезпечних і шкідливих факторів: фізичні та хімічні.

До фізичних небезпечних і шкідливих факторів відносяться:

- рухомі машини та механізми;
- пересувні частини виробничого устаткування;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування або повітря;
- підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової або інфрачервоної радіації;

- підвищений або знижений барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря;

- небезпечне значення напруги в електричному колі, підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;

- відсутність або недостатня кількість природного світла;

- недостатнє або надмірне освітлення робочої зони;

- пряме і відбите випромінювання, що викликає засліплюючий ефект.

До хімічних небезпечних і шкідливих факторів відносяться хімічні речовини, які поділяються за характером дії на організм на:

- загальнотоксичні;

- подразнюючі;

сенсibiliзуючі;

канцерогенні;

мутагенні;

ті, що впливають на репродуктивну функцію.

Основними небезпечними факторами, які можуть виникнути при експлуатації насосного обладнання, є:

Механічна небезпека (небезпека механічних ушкоджень).

Енергетична небезпека (небезпека поразки електричним струмом).

Пожежна небезпека.

Механічна небезпека. Джерелом механічних травм на приводі є муфта, яка може бути незахищена. Основними заходами для запобігання механічним ушкодженням є обгороджування всіх обертових механізмів і облаштування спеціальних проходів. Для запобігання травмам від муфти її необхідно захистити спеціальним кожухом.

Енергетична небезпека. Поразка електричним струмом може статися при дотику до відкритих струмоведучих частин, ушкодженні ізоляції проводів або при контакті з обладнанням, що знаходиться під напругою. Особливо небезпечний для людини струм промислової частоти 50 Гц з силою 0,05 А (50 мА). Захист від поразки струмом забезпечується ізоляцією струмоведучих частин і захисним заземленням. Опір контуру заземлення біля насоса має бути не більше 4 Ом. Електробезпека насосного обладнання гарантується через відповідність сертифікатів комплектуючих, таких як електродвигуни, які повинні бути заземлені в процесі експлуатації.

Пожежна небезпека. До протипожежного інвентарю відносяться бочки з водою, ящики з піском, лопати, сокири, багри, відра та інші інструменти для гасіння пожежі. Протипожежний інвентар фарбується в червоний колір, а на ящиках та відрах наноситься відповідне маркування — "Для гасіння пожежі" або "Пожежне відро". Комплект первинних засобів для гасіння пожежі зберігається на спеціальних щитах, які встановлюються у видимих і зручних для доступу місцях. Місця розміщення щитів узгоджуються з пожежною охороною. До первинних засобів

пожежогасіння належать також азбестові і грубошерстні полотна (кошма, повсть), які використовуються для гасіння вогнищ пожежі, що виникають у речовин, горіння яких не припиняється без доступу повітря. Азбестові і повстяні полотна слід зберігати в металевих футлярах з кришками для забезпечення безпеки.

Вогнегасники, ящики з піском, лопати, ломы, багри та інші засоби пожежогасіння повинні бути розташовані поруч з місцями, де ймовірність їх використання найбільша. Вони повинні бути видимими та забезпечувати вільний доступ до них. На території об'єкта (поза приміщенням) ці засоби групуються на спеціальних пожежних пунктах. Відповідальність за закупівлю пожежного інвентарю та засобів пожежогасіння покладається на керівника підприємства, а за їх збереження і догляд на об'єкти — на керівників цих об'єктів. Контроль за наявністю, справністю та правильним використанням засобів пожежогасіння здійснюється особою, відповідальною за пожежну безпеку.

## **10.2 Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції**

Газонебезпечні роботи — це роботи, що виконуються на об'єктах, де є небезпека виділення вибухо-, пожежо- або газонебезпечних речовин. Під час таких робіт може виділятися шкідлива пара, гази або інші речовини, які можуть викликати вибух або загоряння у кількостях, що перевищують допустиму концентрацію, або робити недостатнім вміст кисню (менше 20% в об'ємі повітря).

Газонебезпечні роботи поділяються на такі групи:

I група — роботи, що виконуються з оформленням наряду-допуску;

II група — роботи, що виконуються без оформлення наряду-допуску, але з реєстрацією у відповідному журналі;

III група — роботи, пов'язані з ліквідацією або локалізацією аварійних ситуацій.

Для проведення газонебезпечних робіт оформляється наряд-допуск, що передбачає розробку і виконання комплексу заходів для підготовки та забезпечення безпеки. До робіт допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичний

огляд, навчання з безпеки, застосування засобів індивідуального захисту, а також мають навички надання першої допомоги та пройшли перевірку знань.

Газонебезпечні роботи повинні виконуватись бригадою не менше двох осіб, кожен з яких має бути забезпечений відповідними засобами захисту, спецодягом і інструментами. Перед початком робіт відповідальна особа повинна опитати працівників про самопочуття. Для робіт, пов'язаних з вибухонебезпечними речовинами, застосовуються спеціальний одяг, спецвзуття та інструменти, що не утворюють іскор. Тривалість одноразового перебування в шланговому протигазі не повинна перевищувати 30 хвилин.

Вогневі роботи — це виробничі операції, що включають використання відкритого вогню, іскроутворення або нагрівання матеріалів до температур, здатних спричинити спалах. До вогневих робіт відносяться:

- електро- та газозварювання;
- бензогазорізка;
- роботи з паяльними лампами;
- розігрів бітумів та смол.

Місце для вогневих робіт може бути постійним (для регулярних робіт) або тимчасовим (наприклад, для монтажу обладнання). Всі приміщення повинні бути обладнані засобами протипожежної безпеки, а матеріали, з яких виготовлені конструкції, — негорючими. Кожен працівник, що бере участь у вогневих роботах, повинен мати належним чином завірений наряд-допуск із зазначенням обсягу та часу виконання робіт.

Перед початком вогневих робіт необхідно переконатись, що:

- робоче місце звільнене від небезпечних матеріалів і речовин;
- поруч є необхідне обладнання для пожежогасіння;
- підлога та конструкції захищені від можливого загоряння;
- справно працює вентиляція, якщо використовуються хімічні речовини або гази;
- суміжні приміщення та устаткування закриті протипожежними матеріалами.

Під час роботи здійснюється постійний контроль за концентрацією шкідливих речовин у повітрі, а робоче місце має бути закрито протипожежними перегородками. Після кожної зміни обладнання слід вимкнути і прибрати до спеціально призначених місць.

Залучати до вогневих робіт працівників, які не пройшли навчання і не мають відповідних сертифікатів, суворо заборонено. Одежда працівників не повинна мати слідів масла, бензину та інших горючих матеріалів. Після закінчення роботи працівники повинні перевірити робоче місце на відсутність матеріалів, що можуть призвести до пожежі.

### **10.3 Дії персоналу у разі ураження людини електричним струмом**

При ураженні електричним струмом важливо якнайшвидше звільнити потерпілого від струмопровідних частин обладнання. Зазвичай дотик до елементів, що знаходяться під напругою, викликає судомні м'язів, і людина не може самостійно відірватися від провідника. Тому необхідно негайно відключити ту частину електрообладнання, до якої торкається постраждалий. Зволікання з наданням допомоги або відсутність кваліфікованої допомоги часто призводить до смерті людини, яка перебуває під впливом струму.

Для звільнення потерпілого від струмопровідних частин або проводів в електроустановках з напругою до 1000 В необхідно вимкнути електричний струм, використовуючи сухі речі, такі як одяг, палиця, дошка, шапка, рукавиці або рукав одягу. Для перерізання проводів застосовують інструменти з ізольованими ручками або використовують сокиру з дерев'яним сухим топорищем.

Потерпілого можна відтягнути від струмопровідних частин за одяг, при цьому варто уникати контакту з металевими предметами або відкритими частинами тіла. При відтягуванні за ноги не можна чіпати взуття потерпілого, адже воно може бути вологим і проводити електричний струм. Тому той, хто надає допомогу, повинен використовувати діелектричні рукавиці або обмотати їх шарфом чи іншим предметом одягу. Також можна ізолювати себе, ставши на гумовий килимок чи суху дошку.

Після звільнення потерпілого від дії струму слід негайно надати йому медичну допомогу. Виділяють три стани потерпілого після ураження електричним струмом:

I стан – потерпілий при свідомості. Потрібно забезпечити повний спокій, спостереження протягом 2-3 годин та викликати лікаря.

II стан – потерпілий непритомний, але дихає. Потрібно покласти його горизонтально, розстебнути одяг, дати понюхати нашатирний спирт та викликати лікаря.

III стан – потерпілий не дихає або дихає уривчасто. Необхідно провести штучне дихання і непрямий масаж серця.

Навіть якщо потерпілий прийшов до тями після звільнення від наслідків ураження електричним струмом та надання йому медичної допомоги, його не можна відпускати додому одного або дозволяти повертатися до роботи. Таких потерпілих необхідно доставити до медичного закладу для спостереження за їхнім станом, оскільки наслідки впливу електричного струму можуть проявлятися протягом декількох годин і призвести до більш серйозних наслідків.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://nasostrading.com.ua/ua/g6179612-kondensatnye-nasosy-tipa>
2. <https://opeks.ua/ua/kondensatni-nasosi/>
3. <https://ventilator.ua/product/nasos-kondensatnyj-ksv-125-140-1-s-uh14/>
4. <https://buklib.net/books/25371/>
5. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
6. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
7. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.
8. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навчальний посібник / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 265 с.
9. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
10. Панченко В. О. Експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
11. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»). О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.



12. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ., 2020. – 212 с.
13. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
14. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / Н. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
15. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 p.
16. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 p.
17. Краснянський М. Ю. Енергозбереження: навчальний посібник / М. Ю. Краснянський. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.
18. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред.: О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
19. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. I. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плєшков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.
20. Основи енерго- і ресурсозбереження: навчальний посібник / Г. І. Канюк, Т. М. Пугачова, В. Ф. Без'язичний, О. М. Близниченко, Д. І. Шматков. – Харків : друкарня «Мадрид», 2019. – 230 с.
21. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye\\_k-item/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/).
22. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
23. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.

24. Кавітація, причини виникнення та наслідки [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://aliphant-group.com.ua/news/kavitaciya-osnovnye-ponyatiya-prichiny-vozniknoveniya-i-ee-sledstviya>.
25. Аналіз шкідливих та небезпечних факторів , що виникають під час експлуатації насосного обладнання [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://studfile.net/preview/5372266/page:2/>.
26. НПАОП 0.00-1.07-94. Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.
27. Правила надання першої допомоги при ураженні електричним струмом [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://lviv.dsp.gov.ua/?p=10723>.