

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Микола СОТНИК

\_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня магістр**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розробка вертикального конденсатного насоса**

Здобувача групи ГМм-21      Радько Єгор Віталійович

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

\_\_\_\_\_ Радько Єгор Віталійович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

\_\_\_\_\_

Суми – 2023

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.  
“\_\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

### **ЗАВДАННЯ** до кваліфікаційної роботи бакалавра студенту

Радько Єгор Віталійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка вертикального конденсатного насоса»**  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 20.12.2023 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**  
параметри насосу:  
подача насоса  $Q_n = 780 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_n = 195 \text{ м}$ , частота обертів  $n_n = 1500 \text{ об/хв}$ .
- 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 робочого колеса (А1), креслення напрямного апарату (А1).

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів	до 21.10.2023	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні 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	до 25.10.2023	
10	Розрахунок кінцевого ущільнення		
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса	до 30.10.2023	
15	Складальне креслення насоса	до 15.11.2023	Керівник
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 09.12.2023	
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 10.12.2023	
19	Перевірка роботи на плагіат.	до 15.12.2023	
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 15.12.2023	
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 20.12.2023	
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	з 25.12.2023 до 28.12.2023	До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 10.10.2023 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Радько Є.В.

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Панченко В.О.

## Анотація

Пояснювальна записка: 66 с., 9 рисунків, 6 таблиць, 34 літературних джерела.

Тема дипломного проекту «Розробка вертикального конденсатного насоса»

Графічні матеріали: 6 аркушів формату А1:

Мета проекту – розробка вертикального насосу з відцентровими робочими колесами, призначеного для перекачування гарячого рідинного парового конденсату у системах теплових електростанцій на параметри: подача 780 м<sup>3</sup>/год, напір – 195 м.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки (розрахунок відцентрового колеса, розрахунок напрямного апарату);
- виконано розрахунки на міцність: валу, шпонкових з'єднань;
- вибрано електричний двигун.

У розділі з економіки розглянуто організацію маркетингової діяльності на підприємстві.

У розділі із охорони праці розглянуто захист людини від механічного травмування.

Ключові слова: НАСОС, КОНДЕНСАТ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПРЯМНИЙ АПАРАТ, НАПІР, ПОДАЧА.

## Зміст

Вступ.....	5
1.Вибір та опис вибраної схеми.....	7
1.1.1 Призначення та область застосування.....	7
1.1.2 Пристрій та принцип роботи .....	7
1.1.3 Опис конструкції насоса.....	7
2. Гідравлічний розрахунок.....	9
2.1 Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса.....	9
2.2 Розрахунок напрямного апарату.....	36
3. Розрахунок на міцність.....	39
3.1 Розрахунок сили діючої на ротор насоса.....	39
3.2 Розрахунок вала на міцність.....	42
3.3 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	45
3.4 Розрахунок довговічності підшипників.....	46
4. Розрахунок ущільнення.....	48
5. Вибір електродвигуна.....	51
6.Охорона праці.....	52
7. Економічна частина.....	57
Список літератури.....	62

## Вступ

Конденсатні насоси [1] призначені для подачі конденсату відпрацьованої пари стаціонарних парових турбін, конденсату з теплообмінних апаратів з температурою до 125°C.

Відмінною особливістю конденсатних насосів є хороші всмоктувальні здібності насоса.

Підпір насоса не перевищує 2,5 м на вхідному патрубку понад пружності парів (незалежно від температури конденсату і величини розрідження в конденсаторі).

За конструктивною ознакою конденсатні насоси підрозділяються на:

-горизонтальні багатоступінчасті (двоступеневі і чотириступеневі) з горизонтальним роз'ємом корпусу спірального типу, колесо одностороннього входу.

Вхідний і напірний патрубки насоса знаходяться у нижній частині корпусу і направлені: вхідний патрубок-вертикально вниз, напірний — горизонтально.

Горизонтальні секційні однокорпусні насоси (триступеневі, шестиступеневі).

Вертикальні секційні двокорпусні насоси типу КсВ. Для забезпечення високої всмоктуючої здатності насоса перед першим ступенем установлюють попередньо включене колесо шнекового типу.

Зовнішній корпус зварний, внутрішній складається з підводу, секцій з запресованими напрямним апаратами та напірної кришки.

Одноступеневі спірального типу з колесом двостороннього входу. До них відносяться насоси з подачею-1000,1500 і 1600 м. куб. за годину.

Насоси з позначенням КсА — розроблені спеціально для атомних електростанцій.

Під час роботи насосів їх сальники знаходяться під тиском рідини і в гідравлічному затворі не потребують.

Матеріал деталей проточної частини насосів: чавун СЧ18 або СЧ20, сталь 20Х13Л.

Робота різноманітних парогазових трубопровідних систем [2] пов'язана з утворенням великих обсягів рідкого конденсату (у вигляді гарячої, або навіть перегрітої води), а також необхідністю його відводу і повернення (перекачування) в робочий циркуляційний контур. Багаторазове перетворення водяної пари в рідкий конденсат (воду) і назад, значно підвищує економічність роботи пароконденсатних систем, дозволяє їх експлуатацію з мінімальним водозабором з систем підживлення, або навіть деякий час - абсолютно автономно. Часто робота подібних пароконденсатних систем пов'язана:

- з умовами дуже високої вологості або високої температури перекачуваного конденсату, що виключають або ускладнюють застосування електроприводних водяних насосів для перекачування конденсату, і живлячих їх електромереж;

- з необхідністю забезпечення безперервної і безаварійної роботи всіх підсистем, в т.ч. підсистеми відведення конденсату, не залежно від наявності напруги в живильних електромережах;

- необхідністю відкачувати конденсат низького тиску в конденсаційний колектор більш високого тиску.

## 1. Вибір та опис вибраної конструкції

### 1.1.1 Призначення та область застосування

Конденсатний насос класу КсВ [3] розроблений для переміщення по пароводяним комунікаціям енерго-теплових блоків ТЕЦ конденсатів відпрацьованого, що гріє парів, схожих з ними рідких середовищ по хімічній активності і таким параметром, як в'язкість. Як приклад останніх може служити вода (межа  $t = 140$  0С) комплексів водо- і тепlopостачання.

### 1.1.2. Устрій і принцип роботи.

Вже згадана модель насоса - агрегат відцентровий, двокорпусний секційного типу, в вертикальному, однопоточному, багатоступеневому виконанні. Зовнішній корпус являє собою зварену конструкцію з привареними патрубками для під'єднання до трубопроводів. Внутрішній корпус виконаний з можливістю виїмки. Складові частини: ротор, статорні деталі, кінцеві ущільнення (сальниковий/торцевий тип), підшипники, електродвигун. Ротор підтримується парою опор: нижній - підшипник ковзання, верхній - підшипники кочення виносні, оброблювані мастилами картерного або пластичного типів. Зниження навантаження від осьових сил на ротор відбувається гідравлічним способом завдяки застосуванню таких пристроїв, як розвантажувальний барабан або гідролята. Кінцеві ущільнення на валу - набивка (-Т) торцевого типу або (-С) сальникового. Ці види механічних ущільнень взаємозамінні.

Робота насоса заснована на силовій взаємодії лопастей робочого колеса з потоком рідини.

### 1.1.3. Опис конструкції насоса.

Насос відцентровий, вертикальний, 3-ступеневий.

Насос складається з наступних основних вузлів і деталей: корпусних частин, підшипникового вузла, робочих коліс, напрямних апаратів та перевідних трубок. Корпусні частини насоса - секції, напрямні апарати, кришка всмоктування і кришка нагнітання.



У секціях насоса встановлені напрямні апарати. Напрямні апарати фіксуються від проворота за допомогою циліндричних штифтів.

Підшипники насоса - радіальні підшипники ковзання, які працюють на перекачуваній рідині, та радіально-осьові шарикопідшипники. Залишкове осьове зусилля сприймає розвантажувальний барабан.

Робочі колеса - відцентрові з просторовою формою лопастей, виконані суцільно литими із наступним механічним обробленням. Разом із напрямними апаратами робочі колеса утворюють робочий ступінь насоса.

Привід насоса - електродвигун.

Таблиця 1.1 – Матеріали головних деталей насоса.

Назва деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Направямний апарат	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Корпус відводу	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Корпус підводу	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Вал	Сталь 30Х13 ДСТУ 5632-72
Колесо робоче	Сталь 12Х18Н9Т ДСТУ 5632-72

## 2. Гідравлічний розрахунок

### 2.1 Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

#### 1. Визначення основних геометричних параметрів.

Меридіанний переріз робочого колеса (р. к.) з основними геометричними параметрами наведено на рис 2.1.

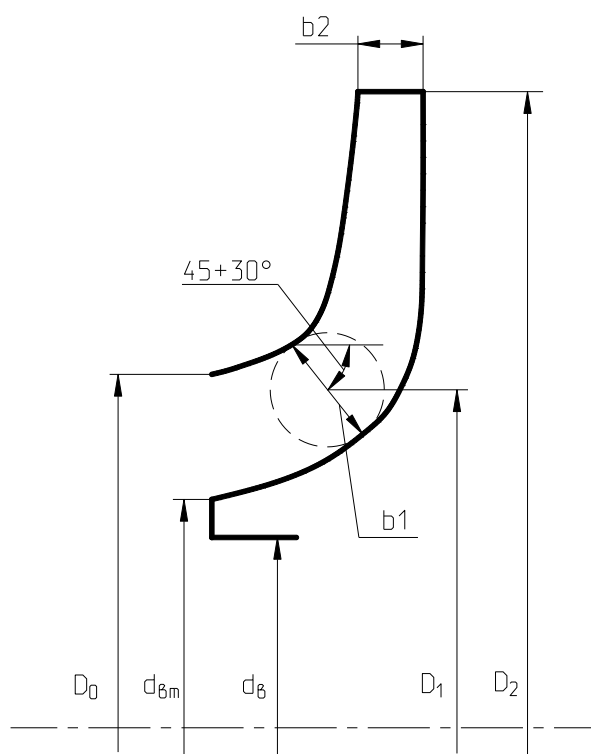


Рисунок 2.1. Меридіанний переріз

#### 2. Вихідні дані для розрахунку.

Тип Р.К.: однопотокове ( $\alpha = 1$ ).

Густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Подача  $Q = 780$  м<sup>3</sup> / ч.

Напір  $H = 195/3 = 65$  м.

Частота обертання  $n = 1500$  об / хв.

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}}, \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{780}}{60 \cdot (65)^{0,75}} = 111$$

Приведений діаметр р.к., визначаємо за формулою Суханова:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.2)$$

де  $K_{вх}=3,5 \div 5,0$  – коефіцієнт вхідної воронки р.к. Приймаємо  $K_{вх}=4,5$ .

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{780}{3600 \cdot 1500}} = 0,236 м$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех}, \quad (2.3)$$

де  $\eta_o$  – об'ємний ККД насоса;

$\eta_r$  – гидравлічний ККД;

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

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

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 111^{-2/3}} = 0,971$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (2.5)$$

де  $D_{1np}$  – приведений діаметр р.к., мм.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 236 - 0,172)^2} = 0,913$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (2.6)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 111^{-2}} = 0,938$$

Зовнішнім механічним ККД задається:  $\eta_{мех} = 0,98$ .

$$\eta = 0,971 \cdot 0,913 \cdot 0,98 \cdot 0,938 = 0,815$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho_{\max} \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H}{\eta}; \quad (2.7)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 780 \cdot 195}{3600 \cdot 0,815} = 508555 \text{ кВт}$$

Подача р.к.

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o} \quad (2.8)$$

$$Q_{pk} = \frac{780}{3600 \cdot 0,971} = 0,223 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Теоретичний напір р.к.

$$H_T = \frac{H}{\eta_z}, \quad (2.9)$$

$$H_T = \frac{65}{0,913} = 71,19 \text{ м}$$

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

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

$[\tau]$  – знижене допустиме напруження на кручення, Н/м<sup>2</sup>.

3. Визначення діаметру вала і втулки р.к.

Крутний момент:

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

де  $N_{\max}$  - максимальна потужність, Вт.  $N_{\max} = 1,1 \times N = 1,1 \times 508,6 = 559,5$  кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 559,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1500} = 3564 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Знижене допустиме напруження приймаємо  $[\tau] = 80 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3564}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^5}} = 0,123 \text{ м}$$

Виходячи з конструктивних особливостей і особливостей складання насоса враховуючи розрахунки вала на критичну частоту обертання, приймаємо за ДСТУ 6636 -  $d_{\epsilon} = 0,120$  (м).

Діаметр втулки, орієнтовно вибирають:

$$d_{\epsilon m} = (1,2 \div 1,25)d_{\epsilon} \quad (2.12)$$

$$d_{\epsilon m} = 1,25 \cdot 0,123 = 0,157 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{\epsilon m} = 0,16$  м

4. Визначення геометричних параметрів входу в р.к. діаметр вхідної воронки р.к. визначаємо з виразу:

$$D_{\text{вп}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\epsilon m}^2} \quad (2.13)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} \quad (2.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0,236^2 + 0,16^2} = 0,285 \text{ м}$$

швидкість потоку на вході в р.к.

$$v_0 = \frac{4Q_{pk}}{\pi \cdot D_{1np}^2}, \quad (2.15)$$

де  $Q_{pk}$  – подача р.к., м<sup>3</sup>/с.

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,223}{3,14 \cdot 0,285^2} = 3,49 \text{ м/с}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,9 \cdot D_0 \quad (2.16)$$

$$D_1 = 0,9 \cdot 0,285 = 0,257 \text{ м}$$

У першому наближенні меридіан складову швидкості  $v'_{1m}$  без урахування стиснення потоку лопатями приймаються рівною  $v_0$ . При вході потоку на лопаті меридіана складова абсолютної швидкості зростає і визначається з виразу:

$$v_{1m} = \psi_1 \cdot v'_{1m}, \quad (2.17)$$

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

Приймаємо  $\psi_1 = 1,15$ .

$$v_{1m} = 1,15 \cdot 3,49 = 4,01 \text{ м/с}$$

Кут потоку на вході в лопаті розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{u1}}, \quad (2.18)$$

де  $U_1$  - переносна швидкість на вході в р.к., м/с;

$v_{1u}$  - окружна складова абсолютної швидкості на вході, м/с.

Окружна швидкість на вході в р.к.:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,257 \cdot 1500}{60} = 20,17 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості на вході

$$v_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{Q_{pk}^2 \cdot n}}{D_1} \quad (2.20)$$

$$v_{1u} = 0$$

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{4,01}{20,17} = 11,24^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в р.к.:



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

де  $\Delta\beta = 3..8^\circ$  - кут атаки.

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних витрат в області р. к. і поліпшення його кавітаційних якостей, приймаємо  $\Delta\beta=5^\circ$ .

$$\beta_1 = 11,24^\circ + 5^\circ = 16^\circ 24'$$

5. Визначення числа лопатей та їх товщини.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів що випускають і з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей  $z = 5..8$ .

Товщину лопаті р.к. вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу р.к., його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в р.к.  $S_1 = 2..10$  мм при  $D_2 = 150 - 500$  мм. Товщина лопатки на виході з р.к.  $S_2$  часто приймають рівному  $S_1$ , а до середини лопатка плавно потовщується.

Виходячи з вищевказаного приймаємо товщину лопаті  $S_1=S_2= 9$  мм, а число лопатей  $z = 7$ .

2.1.5. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.

Значення коефіцієнта стиснення потоку уточнюють за формулою:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - S_1 / \sin \beta_1}, \quad (2.21)$$

де  $t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}$  - шаг лопатей на вході в РК.

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,257}{7} = 0,115 \text{ мм}$$

$$\psi_1' = \frac{0,115}{0,115 - \frac{0,009}{\sin 16,24^\circ}} = 1,39$$

Повинна виконуватися умова  $|\psi_1' - \psi_1| \leq 0,01$ .

$$|1,39 - 1,15| = 0,24 > 0,01.$$

Так як умова не виконується, то робимо друге наближення, задаємося  $\psi_1'' = \psi_1' = 1,39$ , тоді:

$$v_{1m} = 1,39 \cdot 3,49 = 4,85 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{4,85}{20,17} = 13,52^\circ$$

$$\beta_1 = 13,52^\circ + 5^\circ = 18,52^\circ$$

$$\psi_1'' = \frac{0,115}{0,115 - \frac{0,009}{\sin 18,52^\circ}} = 1,382$$

$|1,382 - 1,39| = 0,008 < 0,01$ . Умова виконується.

З рівняння нерозривності знаходимо ширину р.к. на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}} \quad (2.22)$$

$$b_1 = \frac{0,223}{3,14 \cdot 0,257 \cdot 4,85} = 0,057 \text{ м.}$$

6. Визначення геометричних параметрів виходу з р.к.

Попереднє значення зовнішнього діаметра р.к. (при нескінченному числі лопатей  $z$ ) може бути визначено спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $v_{1u} = 0$  и  $v_{2u} = 0,5 \cdot U_2$ :

$$D_2' = 19,68 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{pk}}}{n}, \quad (n_s > 100), \quad (2.23)$$

де  $H_{pk}$  – напір р.к.

$$H_{pk} = \frac{H}{i} \quad (2.24)$$

$$D_2' = 19,68 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 65}}{1500} = 0,468 \text{ м}$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з р.к.:

$$v_{2m}' = (0,5 \div 1,0) v_{1m}' \quad (2.25)$$

$$v_{2m}' = 0,52 \cdot 4,85 = 2,52 \text{ м/с}$$

Кут на виході з р.к.  $\beta_2$  визначають з трикутника швидкостей залежно від прийнятого значення  $v_{2m}'$  так, щоб отримати бажане відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ .

З трикутника швидкостей:

$$W_{2\infty} = \frac{v_{2m}'}{\sin \beta_2} = \frac{\psi_2 \cdot v_{2m}'}{\sin \beta_2}, \quad (2.26)$$

де  $\psi_2$  - коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з р.к.,  
 $\psi_2 = 1,05 \div 1,1$ . Приймаємо  $\psi_2 = 1,1$ .

Меридіана швидкість на виході з р.к.:

$$v_{2m} = \psi_2 \cdot v'_{2m} \quad (2.27)$$

$$v_{2m} = 1,1 \cdot 2,52 = 2,77 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість на вході в р.к. з трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{v_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{\psi \cdot v'_{1m}}{\sin \beta_1} \quad (2.28)$$

Відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  залежить від  $n_s$  і визначається з виразу:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (2.29)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 111 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 111^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 111^3 = 1,29$$

З рівняння для  $W_{2\infty}$  після перетворення отримують наступний вираз для визначення кута  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{v'_{2m}}{v'_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (2.30)$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,29 \cdot \frac{1,1}{1,39} \cdot \frac{2,77}{2,52} \cdot \sin 18,52^\circ\right) = 20,88^\circ$$

7. Уточнення зовнішнього діаметра р.к. з урахуванням кінцевого числа лопатей. Колова швидкість на виході з р.к.:

$$U_2 = \frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{v_{2m}^2}{(2 \operatorname{tg} \beta_2)^2} + g \cdot H_{T\infty} + v_{1u} \cdot U_1}, \quad (2.31)$$

де  $H_{T\infty}$  - теоретичний напір насоса з урахуванням кінцевого числа лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H_{pk}}{\eta_z \cdot K_z}, \quad (2.32)$$

де - поправка на кінцеве число лопатей  $K_z$ .

Поправку на кінцеве число лопатей  $K_z$  будемо визначати за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p} \quad (2.33)$$

$$\text{де } p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2} \quad (2.34)$$

Коефіцієнт  $\psi$  визначається в залежності від  $n_s$ , при  $n_s < 150$ :

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (2.35)$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 20,88^\circ = 0,763 \div 0,814$$

Приймаємо  $\psi = 0,789$ .

$$p = 2 \cdot \frac{0,789}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,257}{0,468}\right)^2} = 0,322$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,322} = 0,756$$

$$H_{T\infty} = \frac{65}{0,913 \cdot 0,756} = 94,17 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{2,77}{2 \operatorname{tg} 20,88^\circ} + \sqrt{\frac{2,77^2}{(2 \operatorname{tg} 20,88^\circ)^2} + 9,81 \cdot 94,17} = 34,24 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.36)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 34,24}{3,14 \cdot 1500} = 0,436 \text{ м}$$

8. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку  $\psi_2$ . Коефіцієнт стиснення потоку на виході з р.к. уточнюють за формулою:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}} \quad (2.37)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,009}{3,14 \cdot 0,436 \cdot \sin 20,88^\circ}} = 1,15$$

Повинна виконуватися умова  $|\psi_2' - \psi_2| \leq 0,01$ .

$$|1,15 - 1,1| = 0,04 < 0,01. \text{ Умова виконується.}$$

9. Визначення ширини р.к. на виході. Ширину р.к. на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}} \quad (2.38)$$

$$b_2 = \frac{0,223}{3,14 \cdot 0,436 \cdot 2,77} = 0,059 \text{ м}$$

10. Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.

Обриси меридіанного перетину р.к. зазвичай вибирають з урахуванням наступних вимог:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавними;
- нахил стінок на виході  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \div 5^\circ$ . Можливі випадки  $\gamma_1 \neq \gamma_2$ , тоді  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0$ ;
- під час вибору обрисів стінок слід уникати як надмірного збільшення осьового розміру р.к., так і його скорочення. У першому випадку вийде нераціональне збільшення довжини, а отже й маси р.к., а в іншому внаслідок малого радіусу  $R_n$  виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Зазвичай беруть  $l_1 = 0$ ; або  $l_1 = 0,05D_0$ ;
- площа нормального перерізу міждискового простору р.к. повинна плавно зростати від входу до виходу.

## 11. Методика побудови меридіанного перерізу.

Обриси меридіанного перетину, що задовольняють застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо (“на око”) контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі Р.К.  $n_s$ ), подібних насосів (рис.2.1);
- задають середню лінію каналу, яка являє собою геометричне місце центрів вписаних кіл (рис.2.2), зазвичай від входу до виходу р. к. тонкими лініями вписується 8-10 кіл;
- у зоні повороту потоку кола мають більшу щільність. Центри вписаних кіл нумерують 1,2,3...;
- Обчислюємо площі нормальних перерізів за формулами:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2), \quad (2.39)$$

де  $F_{ex}$  - площа початкового нормального перерізу (на вході в р.к.),  $m^2$ .

$$F_{ex} = \frac{3,14}{4} (285^2 - 160^2) = 43666 \text{ мм}^2$$

$$F_{vix} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (2.40)$$

де  $F_{vix}$  - площа кінцевого нормального перерізу (на виході із р.к.),  $m^2$ .

$$F_{vix} = 3,14 \cdot 436 \cdot 59 = 8773 \text{ мм}^2$$

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (2.41)$$

де  $F_i$  - площа проміжного нормального перерізу,  $m^2$ ;



$r_i$  - відстань від осі р.к. до центру вписаною кола, м;

$b_i$  - діаметр вписаного кола, м.

Результати розрахунків зводимо в таблицю.

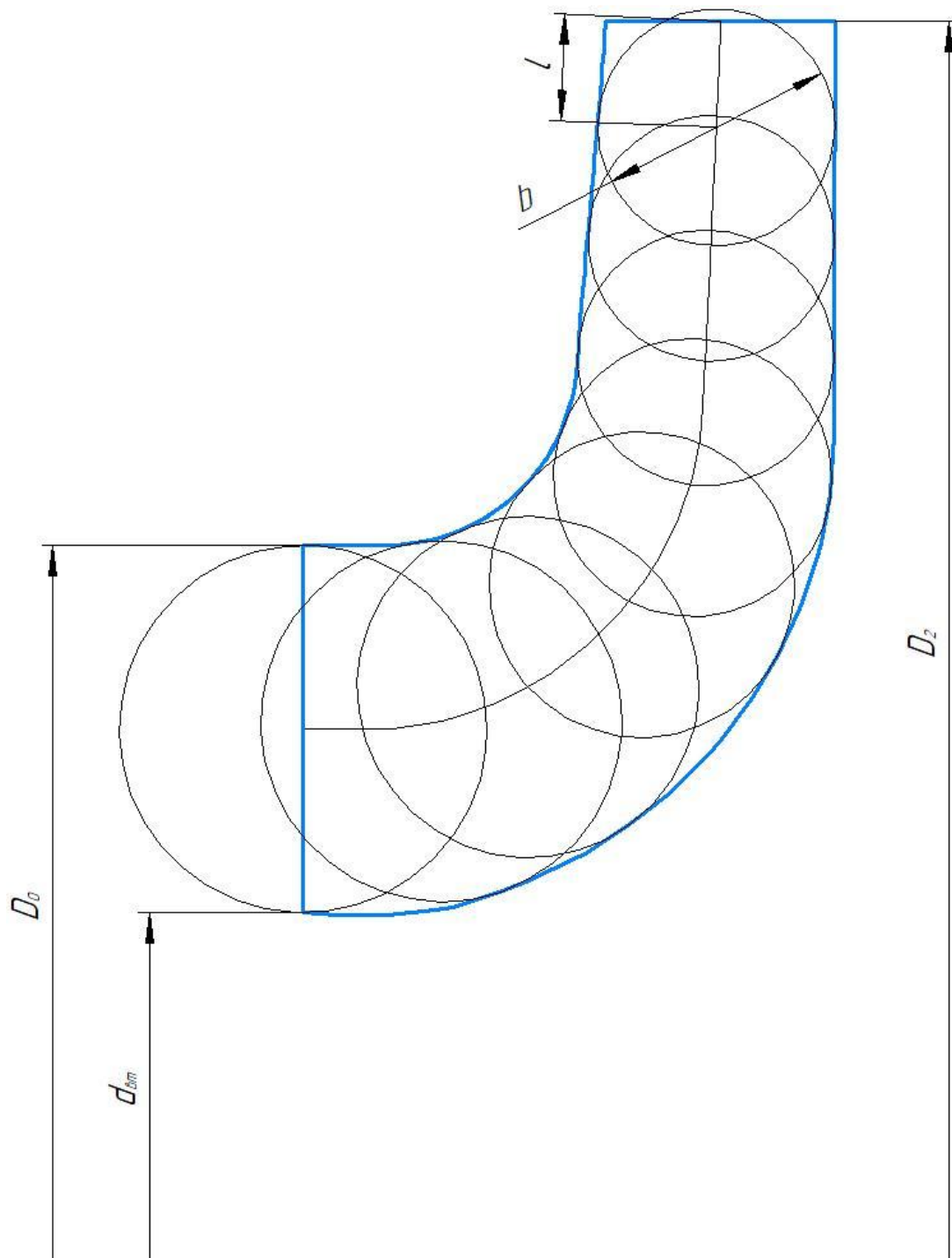


Рис. 2.2 – Меридіаний переріз

Таблиця 2.1 – Визначення площ меридіанного перерізу р.к.

№ точки	r, мм	l, мм	b, мм	F, м <sup>2</sup>
1	111,25	22,28	62,5	43666
2	150,85	44,57	62	45777
3	171,02	66,86	61,5	51125
4	189,13	89,14	61	58670
5	211,58	111,43	60,5	65317
6	223,81	133,71	60	70938
7	230	156,1	59	80773

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перетину р.к. (рис. 2.3).

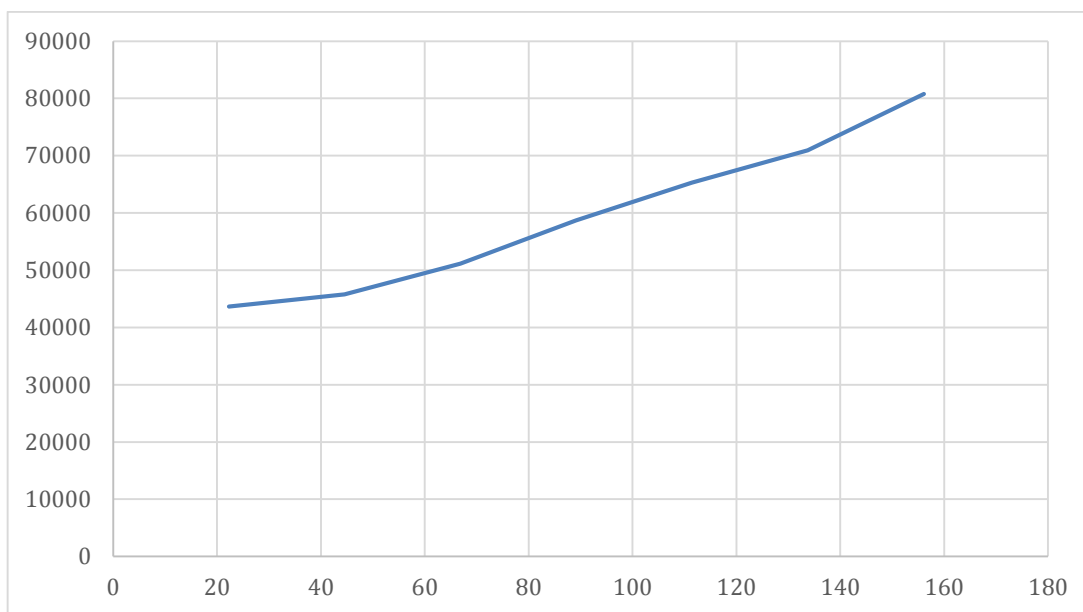


Рис. 2.3 – Графік зміни площ меридіанного перерізу р.к.

12. Профілювання робочого колеса. Побудова конформної діаграми. Підготовка меридіанного перерізу р. к. до профілювання лопаті.

Під час проектування р. к. одержала поширення схема рівношвидкосного потоку, за якою меридіанна швидкість  $V_m$  приймається постійною вздовж нормалі. Практика показала, що розрахунок р. к. при  $V_m = \text{const}$  вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз р. к. на ділянки, по яким протікала б однакова витрата рідини. Кількість таких ділянок залежить від  $n_s$ . При  $n_s < 150$ :  $k=2$ ;  $n=3$ , де  $k$  – кількість потоків;  $n$  – кількість ліній тока. Розбивка ліній струму наведена на малюнку 2.4.

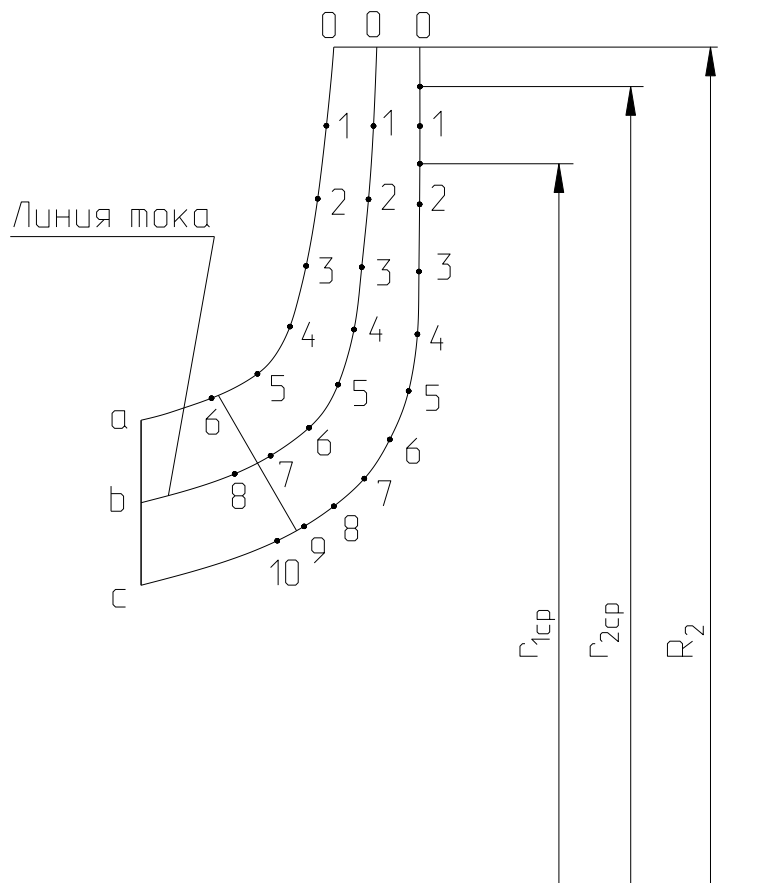


Рис. 2.4 – Розбивка ліній течії

### 13. Профілювання лопаті

Найбільш поширений спосіб профілювання лопатей - метод конформного відображення поверхні струму на розгортці поверхні обертання (циліндра).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформу сітку на розгортці циліндра і конформного відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні р.к. і лопаті в плані.

Сітка на розгортці відображає циліндр, утворюється системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно  $\Delta S$  і  $\Delta L$ .

$$\Delta L = \frac{R_{кц}}{c}, \quad (2.42)$$

де  $R_{кц}$  – радіус конформного циліндра. Приймаємо

$$R_{кц} = 200 \text{ мм};$$

$c$  – константа. Приймаємо  $c = 20$ .

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

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{кц}}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (2.43)$$

де  $\beta$  - кут між меридіан перетином відображає циліндр

( $\beta=5\div 10^\circ$ ), приймаємо  $\beta=10^\circ$ .

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34,89 \text{ (мм)}$$

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату  $\Theta$ . Для низьких  $n_s$   $\Theta=110 \div 80^\circ$ . Приймаємо  $\Theta=100^\circ$ . Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покривний диск;

b – середньорозхідна лінія тока;

c – основний диск на відрізку  $\Delta L$  по умові конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = 20 = \text{const} \quad (2.44)$$

де  $r_{cpi}$  - відстань від осі колеса до середини відрізка  $l$  (див. рис.2.4).

Поверхню лопаті на розгортці циліндра профілюють із урахуванням наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті  $\Theta$  на кожній розрахунковій лінії струму повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\Theta_1$  до  $\Theta_2$ ;

- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з р. к. повинна мати постійний кут обхвату  $\Theta$  з кожної розрахункової лінії струму по довжині, визначеної на розгортці циліндра величиною  $t \in 0,5 \oplus t$ , где  $t$  - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра, мм.

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{кц}}{z} \quad (2.45)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 200}{7} = 179 \text{ (мм)}$$

- Кут обхват лопаті у плані має задовольняти умові:

$$\Theta_{\varepsilon} 0,5 \oplus t^{\circ}, \quad (2.46)$$

де  $t^{\circ} = 360/z$ ;  $t^{\circ} = 360/7 = 51^{\circ}$ .

$$80^{\circ} > 1,5 \cdot 51^{\circ} = 76,5^{\circ}.$$

- паралелі точок a, b, c для кожної лінії струму визначають у відповідності з розташуванням вхідних кромки в меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення по залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}, \quad (2.47)$$

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі, де шукають точки вхідної кромки на конформній діаграмі;

$y_i$  - відповідна відстань на лінії струму.

13. Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу.

Меридіанна швидкість:  $V_{1ma} = V_{1mb} = V_{1mc} = 4,85$  м/с.

Визначимо колову швидкість за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{ex}} \cdot n}{60}, \quad (2.49)$$

де  $D_{\text{вх}}$  - діаметр кола, на якому лежить ця точка входу, м.

$$D_{\text{exa}} = 0,1425 \text{ м}; \quad D_{\text{exb}} = 0,127 \text{ м}; \quad D_{\text{exc}} = 0,08 \text{ м}.$$

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,1425 \cdot 1500}{60} = 11,19 \text{ (м/с)}$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,127 \cdot 1500}{60} = 9,97 \text{ (м/с)}$$

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 1500}{60} = 6,28 \text{ (м/с)}$$

Визначаємо кут потоку на вході к р. к. без урахування стискування за формулою:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{v'_{1m}}{U_1}, \quad (2.50)$$

$$\beta'_{1na} = \arctg \frac{4,85}{11,19} = 23,43^\circ$$

$$\beta'_{1nb} = \arctg \frac{4,85}{9,97} = 25,94^\circ$$

$$\beta'_{1nc} = \arctg \frac{4,85}{6,28} = 37,68^\circ$$

Переносимо точки вхідної кромки на конформну діаграму (рис. 2.5).

Знаходимо коефіцієнт стиснення потоку лопатями:

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (2.51)$$

де  $t_1$  - крок лопаті, м;

$t_1$  - товщина лопаті уздовж кола  $D_{вх}$ , м.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх}}{z} \quad (2.52)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1л}}, \quad (2.53)$$

де  $\varphi_{1л}$  - кут лопаті в площині, перпендикулярно до дотичної вхідної кромки в точці входу, визначається зі співвідношення:

$$\operatorname{tg} \varphi_{1л} = \operatorname{tg} \beta_1 \sin \lambda \quad (2.54)$$

$$\varphi_{1л} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta_1 \sin \lambda) \quad (2.55)$$

Знаходимо кут (з урахуванням стиснення потоку лопатями):

$$\beta_{1н} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta_1' \cdot 1/\psi_1) \quad (2.56)$$

Далі визначаємо кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1н} \quad (2.57)$$

Виконуємо розрахунок для лінії течії а:

$$t_{1а} = \frac{3,14 \cdot 277}{7} = 124,3 \text{ (мм)}$$



$$\angle_a = 82^\circ$$

$$\phi_{1.a} = \arctg(\operatorname{tg} 23,43^\circ \sin 82^\circ) = 23,23^\circ$$

$$\sigma_{1.a} = \frac{3}{\sin 23,23^\circ} = 7,6 \text{ (мм)}$$

$$\psi_{1.a} = \frac{124,3 - 7,6}{124,3} = 0,94$$

$$\beta_{1.a} = \arctg(\operatorname{tg} 23,43^\circ \cdot 1/0,94) = 25,2^\circ$$

$$\beta_{1.a} = 25,2^\circ;$$

Лінія течії b:

$$t_{1b} = \frac{3,14 \cdot 216}{7} = 96,9 \text{ (мм)}$$

$$\angle_b = 86^\circ$$

$$\phi_{1.b} = \arctg(\operatorname{tg} 25,94^\circ \sin 86^\circ) = 28,89^\circ$$

$$\sigma_{1b} = \frac{3}{\sin 25,89^\circ} = 6,87 \text{ (мм)}$$

$$\psi_{1b} = \frac{96,9 - 6,87}{96,9} = 0,93$$

$$\beta_{1nb} = \text{arctg}(\text{tg} 25,89^\circ \cdot 1/0,93) = 27,56^\circ$$

$$\beta_{1nb} = 27,56^\circ;$$

Лінія течії с:

$$t_{1c} = \frac{3,14 \cdot 155}{7} = 69,5 \text{ (мм)}$$

$$\angle_c = 87^\circ$$

$$\phi_{1lc} = \text{arctg}(\text{tg} 37,68^\circ \sin 87^\circ) = 37,64^\circ$$

$$\sigma_{1c} = \frac{3}{\sin 37,64^\circ} = 4,91 \text{ (мм)}$$

$$\psi_{1c} = \frac{69,5 - 4,91}{69,5} = 0,93$$

$$\beta_{1nc} = \text{arctg}(\text{tg} 37,68^\circ \cdot 1/0,93) = 39,71^\circ$$

$$\beta_{1nc} = 39,71^\circ;$$

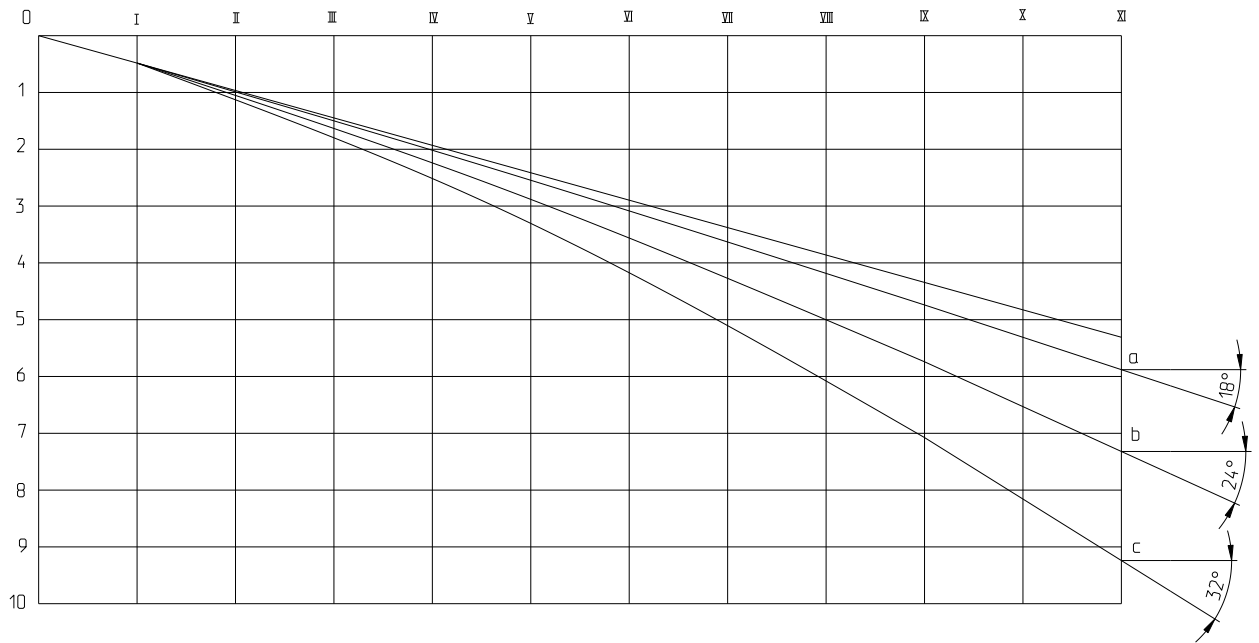


Рисунок 2.5 – Конформна діаграма

14. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.

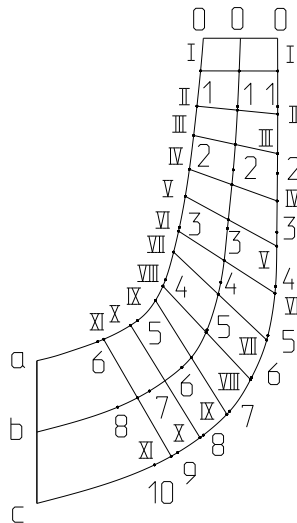


Рис. 2.6 – Меридіанний перерізу поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанним перерізом називають лінії перетину поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь р. к.. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми. Побудова допоміжного графіка призводить до похибок, у даному випадку для перенесення відповідних точок з конформної діаграми на лінії струму меридіан перетину використовується співвідношення (2.47).

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярно осі обертання р. к., називають планом лопаті (рис. 2.7)

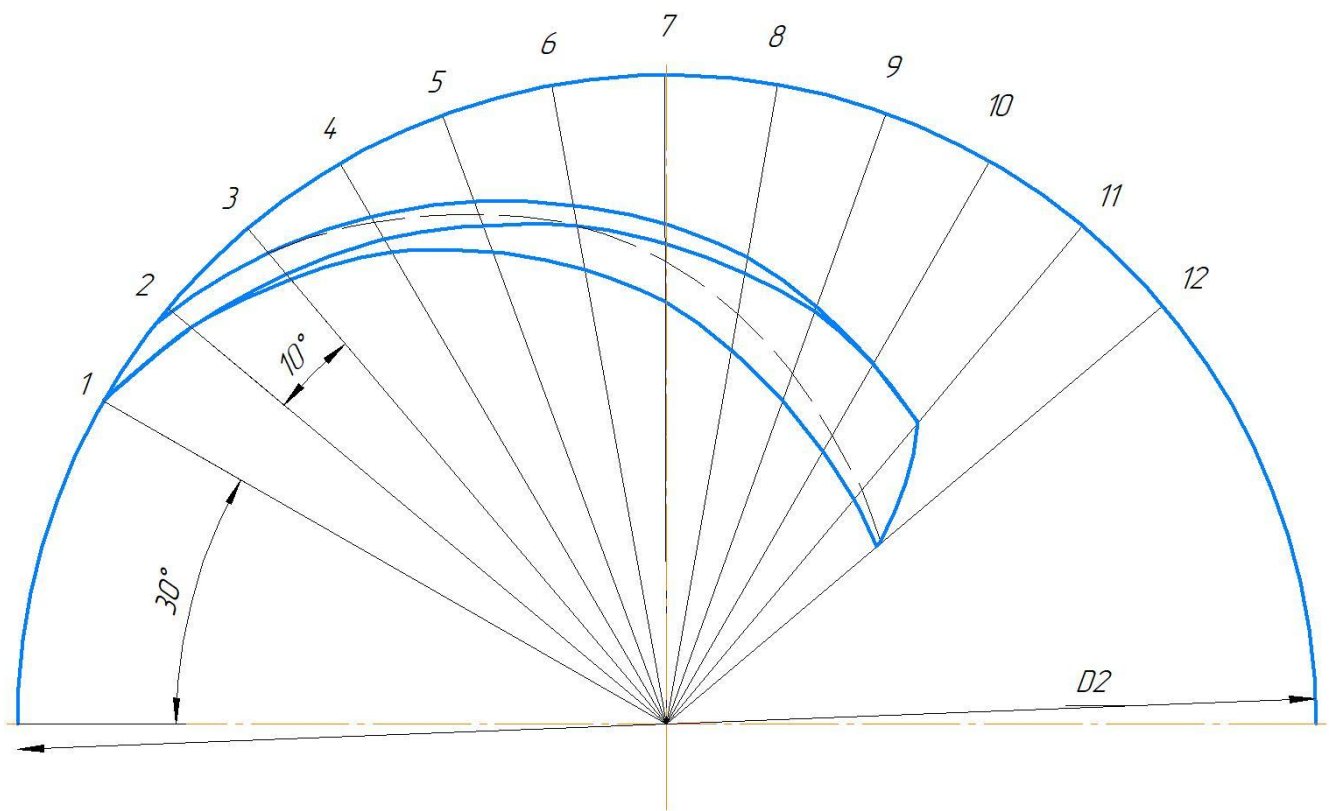


Рисунок 2.7 – Лопать у плані

## 2.2 Розрахунок напрямного апарату

### 1. Вихідні дані

Подача ступеня	$Q=780 \text{ м}^3/\text{год};$
Напір ступеня	$H=65 \text{ м};$
Зовнішній діаметр робочого колеса	$D_2=0,436 \text{ м};$
Ширина робочого колеса на виході	$b_2=0,059 \text{ м};$
Колова складова швидкості потоку на виході з робочого колеса	$V_{u2}=10,09 \text{ м/с};$
частота обертання робочого колеса	$n=1500 \text{ об/хв.}$

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

Діаметр початкового кола:

$$D_3 = 1,06 \cdot D_2$$
$$D_3 = 1,06 \cdot 0,436 = 0,462 \text{ м.}$$

Ширина напрямного апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = 1,1 \cdot b_2 + 1,5$$
$$b_3 = 1,1 \cdot 59 + 1,5 = 66,4 \text{ мм.}$$

Вибираємо число лопатей напрямного апарату  $z_{\text{на}}$  залежно від числа лопатей робочого колеса з умови відсутності неврівноваженої сили  $P$  і неврівноважених пульсацій тиску  $p_0$ .

При  $z_{\text{рк}}=7$  неврівноважені сили пульсацій тиску відсутні при  $z_{\text{на}}=9$  і  $z_{\text{на}}=12$ . з технологічних міркувань приймають меншу кількість лопатей  $z_{\text{на}}=9$ .

Визначаємо кут установки лопаті на вході:

Задаємося попередньо в першому наближенні товщиною лопатки на вході  $\delta=3\text{мм}$ , і кут на вході  $\alpha_{\text{зл}}=5^\circ$ .

Окружна швидкість на вході у н.а.:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3};$$
$$V_{u3} = 10,09 \frac{0,436}{0,462} = 9,52 \text{ м};$$

Меридіанна швидкість:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3};$$

$$V_{m3} = \frac{780}{3600 \cdot \pi \cdot 0,462 \cdot 0,0664} = 2,25 \text{ м/с.}$$

Кут установки лопаті:

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{V_{m3}}{\left(1 - \frac{\delta \cdot z_{на}}{\sin \alpha_{3л} \cdot \pi \cdot D_3}\right) \cdot V_{u3}};$$

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{2,25}{\left(1 - \frac{0,003 \cdot 9}{\sin 5^0 \cdot \pi \cdot 0,462}\right) \cdot 9,52} = 16,73^0.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{3л};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = 1,4 \cdot \operatorname{tg} 16,73 = 22,82^0.$$

Проектуємо спіральну ділянку:

$$R_3' = R_3 e^{\frac{2\pi}{z_{ia}} \operatorname{tg} \alpha_{3л}};$$

$$R_3' = \frac{0,462}{2} e^{\frac{2\pi}{9} \operatorname{tg} 16,73} = 0,255 \text{ м.}$$

Висота вхідного перерізу:

$$a_3 = (R_3' - R_3) \cos \alpha_{3л} - \delta;$$

$$a_3 = (0,255 - 0,231) \cos 16,73 - 0,003 = 0,0199 \text{ м.}$$

Визначаємо розміри дифузорового каналу:

Довжина дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = 4,9 a_3;$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot 0,0199 = 0,0975 \text{ м;}$$

Площа входу дифузорового каналу:

$$F_4 = 2,8 \cdot F_3;$$

$$F_4 = 2,8 \cdot 0,0975 \cdot 0,0462 = 0,0126 \text{ м}^2;$$

Еквівалентний кут розширення дифузора:

$$\psi_{\text{екв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}};$$

$$\psi_{\text{экв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,0126}{\pi}} - \sqrt{\frac{0,00347}{\pi}}}{0,0897} = 7,6^{\circ}$$

Проектування підведеного каналу н.а.:

Вибираємо число лопатей зворотнього каналу:  $Z_{\text{пк}}=Z_{\text{на}}=9$ .

Кут установки лопатей зворотнього каналу приймаються  $\alpha_{6e} = 85^{\circ}$ .

Профілювання зворотніх каналів проводимо з умови монотонної зміни площ вздовж середньої лінії. Площі перерізів каналів визначаємо графічно під час розроблення креслення н.а.

### 3. Розрахунки на міцність

#### 3.1 Сили, що діють на ротор насоса

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

##### 1. Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

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

Загальне значення осьової сили:

$$T_{oc} = T_1 \pm (T_1^{1*} - T_2) + T_{шн} - T_{б} + T_p$$

де  $T_1$  – осьова сила, що діє в бік всмоктування на одному ступені.

$T_1^{1*}$  – осьова сила направлена в бік зношеного ущільнення

$T_2$  – динамічне зусилля, що діє уздовж осі ротора

$T_{шн}$  – осьова сила, що діє в бік всмоктування на шнеці

$T_{б}$  – осьова сила, що діє в бік нагнітання на барабані

$T_p$  – осьова сила, що виникає від ваги ротору.

$$T_1 = \int_{r_{y1}}^{r_{y2}} 2\pi dr \Delta p_i = \rho g \pi (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[ H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left( r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right]$$

$$T = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,31^2 - 0,16^2) \left[ 67,2 - \frac{154,9^2}{8 \cdot 9,81} \left( 0,445^2 - \frac{0,31^2 + 0,16^2}{2} \right) \right] = 23143 H$$

Під час аварійного зношування ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$ , спрямована у бік усмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

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

Із креслення робочого колеса:  $r_{y1} = 0,3$  м;  $r_2 = 0,436$  м.

Колова швидкість на виході з робочого колеса:  $U_2 = 33,18$  м/с.



$$T_1'^* = 3,14 \cdot (0,436^2 - 0,3^2) \cdot \frac{1000 \cdot 33,18^2}{8} \times$$

$$\times \left( \frac{0,436^2}{0,436^2 - 0,3^2} \cdot \ln \frac{0,436^2}{0,3^2} + \frac{0,436^2 + 0,3^2}{2 \cdot 0,436^2} - 2 \right) = 1382 \text{ H}$$

Уздовж осі насоса діє також динамічна сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку, а також зміною осевого напрямку його руху на радіальний.

Сила  $T_2$  дорівнює [1]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0'$$

де  $B = 1$  - для радіальних коліс;

$v_0$  – швидкість на вході в робоче колесо, м/с,  $v_0 = 4,85$  м/с

$$T_2 = \frac{1000 \cdot 780}{3600} \cdot 4,85 = 1051 \text{ H}$$

осьова сила, що діє в бік всмоктування на шнеці

$$T_{\text{шн}} = S \cdot \Delta p$$

$$T_{\text{шн}} = \pi(R^2 - r^2) \cdot \Delta p$$

$$T_{\text{шн}} = \pi(0,145^2 - 0,08^2) \cdot 19415 = 892 \text{ H}$$

де  $R, r$  – зовнішній радіуси відповідно та вхідний радіус шнеку, м

$\Delta p$  - перепад тиску на шнеці.

Осьова сила, що діє в бік нагнітання на барабані

$$T_{\text{б}} = S \cdot \Delta p$$

Де  $S$  – площа барабану.

$\Delta p$  - перепад тиску на барабані.

$$T_{\text{б}} = \pi(R_{\text{б}}^2 - r_{\text{б}}^2) \cdot \Delta p_{\text{б}}$$

$$T_{\text{б}} = \pi(0,1305^2 - 0,059^2) \cdot 1482911 = 63122 \text{ H}$$

осьова сила, що діє в сторону всмоктування від ваги ротору.

$$T_p = mg$$

де  $m=503$ кг - маса ротора

$$T_p = 503 \cdot 9,81 = 4934 \text{ H}$$

Максимальна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T_{oc} = T_1 \pm (T_1^{1*} - T_2) + T_{шн} - T_{\delta} + T_p$$

$$T_{oc} = 3 \cdot 23143 + (1382 - 1051) + 892 - 63122 + 4934 = 11581 \text{ Н}$$

## 2. Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі використаємо формулу [3]:

$$R = K_R \cdot \left( 1 - \left( \frac{Q}{Q_{онм}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2'$$

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,  $D_2 = 0,436 \text{ м}$ ;

$b_2$  – ширина колеса на виході, що включає в себе й товщину його дисків,

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 111$   $K_R = 0,515$ .

Максимальна сила буде за режиму  $Q = 0$ .

$$R = 0,515 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 160 \cdot 0,436 \cdot 0,059 = 20794 \text{ Н}$$

### 3.2 Розрахунок валу на міцність

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

1. Розрахунок валу на міцність здійснюється за максимальної потужності.

Розрахунок валу на статичну потужність дозволяє визначити запаси міцності і порівняти їх з мінімально припустимими значеннями.

Матеріал валу – Сталь 45 ДСТУ 1050.

Характеристика матеріалу.

- межа міцності  $\sigma_y = 600 \text{ МПа}$  ;
- границя текучості  $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$  ;
- межа втоми при вигині  $\sigma_{-1} = 270 \text{ МПа}$  ;
- межа втоми при крутінні  $\tau_{-1} = 160 \text{ МПа}$  .

Потужність насосу:

$$N = \frac{\rho_{\max} \cdot g \cdot Q_n \cdot H_n}{\eta} ;$$
$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 780 \cdot 195}{3600 \cdot 0,798} = 519,39 \text{ кВт}$$

Крутний момент на валу,

$$M = \frac{30 N_{\max}}{\pi \cdot n} ,$$

де  $N_{\max}$  - максимальна потужність, Вт.  $N_{\max} = 1,1 \times N = 1,1 \times 519 = 571$  кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 5711 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1500} = 364 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Понижене допустиме напруження приймаємо  $[\tau]=190 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 364}{3,14 \cdot 180 \cdot 10^5}} = 0,047 \text{ м}$$

2. Визначаємо згинальний момент:

$$M_{изг} = 0,1 \cdot M_{кр},$$

$$M_{изг} = 0,1 \cdot 364 = 3,64 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Визначаємо момент опору кручення з урахуванням ослаблення шпонковим пазом:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d},$$

де  $d$  – діаметр вала, під шпонкою, м;

$b$  – ширина шпонки, м;

$h$  – висота шпонки, м.

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot 0,06^3}{16} - \frac{0,008 \cdot 0,004 \cdot (0,06 - 0,004)^2}{2 \cdot 0,06} = 41,5 \cdot 10^{-6}.$$

Момент опору згину:

$$W_{изг} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d},$$

$$W_{изг} = \frac{3,14 \cdot 0,06^3}{32} - \frac{0,008 \cdot 0,004 \cdot (0,06 - 0,004)^2}{2 \cdot 0,06} = 20,3 \cdot 10^{-6}.$$

4. Визначаємо дотичне напруження:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

$$\tau_{кр} = \frac{364}{41,5 \cdot 10^{-6}} = 8,77 \text{ МПа}.$$

5. Визначаємо нормальне напруження:

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{W_{изг}},$$

$$\sigma_{изг} = \frac{36.4}{20.3} = 1.79 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2},$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(1.79 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (8.77 \cdot 10^6)^2} = 15.3 \text{ МПа.}$$

Запас по статичній міцності:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{екв}},$$

$$n = \frac{350 \cdot 10^6}{15.3 \cdot 10^6} = 22.9.$$

При відношенні:  $\frac{\sigma_m}{\sigma_v} = \frac{350 \cdot 10^6}{600 \cdot 10^6} = 0.58$ , мінімальне допустиме значення

$$[n]_{\min} = 1.4 \div 1.6.$$

Таким чином, запас по статичній міцності забезпечений, оскільки  $[n]_{\min} < n$ .

Діаметри валу під колесом, підшипниками та шнеком вибираємо, виходячи з конструктивних параметрів за умови, що він більше розрахованого.

### 3.3 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [31]

Вихідні дані для розрахунку.

Матеріал валу - Сталь 40Х.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 750$  МПа.

Матеріал шпонки - Сталь 45.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 345$  МПа.

Матеріал колеса - 20Х13Л.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 435$  МПа.

Крутний момент на валу  $M_{кр} = 364$  Нм.

Розмір шпонки під робочим колесом, мм  $b \times h \times l = 20 \times 10 \times 50$ .

При розрахунку шпонкового з'єднання валу із колесом визначальною є напруга зминання

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

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки;

$t_1$  – глибина паза валу;

$h$  - висота шпонки;

$d$  - діаметр валу.

$$d = 125 \text{ мм}, t_1 = 4.7 \text{ мм}, h = 11 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 364}{0,125 \cdot 0,040 \cdot (0,011 - 0,0047)} = 23,1 \text{ МПа}$$

Допустиму напругу зминання обчислюємо для матеріалу шпонки, що має найнижчу границю текучості.

Допустиме напруження зминання:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2};$$

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа};$$

Умова міцності виконується.

### 3.4 Розрахунок довговічності підшипників

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [31]

Попередньо приймаємо в опорах два радіально-упорні шарикопідшипники важкої вузької серії 46314 ДСТУ 831, з такими параметрами:  $d=70$  мм;  $D=150$  мм;

- динамічна вантажопідйомність –  $C=131$  кН;

- статична вантажопідйомність –  $C_0=86,5$  кН.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{11581}{1 \cdot 20794} = 0,557,$$

$$e = 0,8$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < 0,8$$

Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$P_E = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

де  $V$  – коефіцієнт обертання,  $V=1$  під час обертання внутрішнього кільця підшипника щодо напрямку радіального навантаження;

$F_r$  – радіальне навантаження,  $F_r=R/2=10397$  Н;

$K_\sigma$  – коефіцієнт безпеки,  $K_\sigma=1$ ;

$K_T$  – температурний коефіцієнт,  $K_T=1,05$ .

$$P_E = 1 \cdot 10397 \cdot 1 \cdot 1,05 = 10917 \text{ Н}$$

$$L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)$$

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \left( \frac{127000}{10917} \right)^3 = 27493 \text{ год}$$

Значення розрахункової довговічності, що рекомендуються, для машин цілодобового використання, зокрема для насосів відповідає 30000 годин, а встановлений ресурс до капремонту 20000 годин. Отже умову виконано.

Розрахунок радіально упорного підшипника. Розрахунок довговічності підшипника. Сила що діє на підшипник:  $R=10397\text{H}$ , приймаємо радіально упорний шарикопідшипник 314 ДСТУ 8338, з такими параметрами:

$d=70\text{ мм}$ ;

$D=150\text{ мм}$ ;

- динамічна вантажопідйомність –  $C=106\text{ кН}$ ;

- статична вантажопідйомність –  $C_0=59\text{ кН}$ .

Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$P_E = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

де  $V$  – коефіцієнт обертання,  $V=1$ ;

$F_r$  – навантаження,  $R = 10397\text{ Н}$ ;

$K_\sigma$  – коефіцієнт безпеки,  $K_\sigma=1$ ;

$K_T$  – температурний коефіцієнт,  $K_T=1,05$ .

$$P_E = 1 \cdot 10397 \cdot 1 \cdot 1,05 = 10917\text{H}$$

$$L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)$$

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \left( \frac{107000}{10917} \right)^3 = 41127\text{ч}$$

Значення розрахункової довговічності, що рекомендуються, для машин цілодобового використання, зокрема для насосів відповідає 30000 годин. Отже умову виконано.



#### 4. Розрахунок ущільнень

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [16]

У даному розрахунку необхідно визначити перепади тиску в передньому, міжступеновому ущільненнях робочого колеса а також витоки.

Витоки в ущільненнях:

$$q = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати шпарини,  $\mu=0,5$ ;

$f$  - площа шпарини,  $f = 2\pi r_1 \delta$ ;

$p$  - перепад тиску на шпарини.

Перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса:  $P_p = \psi \times H_{\text{пот}} - P_{\text{п}}$ ,

де  $\psi$  - питома вага рідини, Н/м<sup>3</sup>;

$H_{\text{пот}}$  - потенційний напор, м .

$$H_{\text{ном}} = H \cdot \left( 1 - \frac{g \cdot H}{2 \cdot \omega^2 \cdot R_2} \right),$$

де  $H$  - напір ступеня, м.

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\omega$  - частота обертання ротора, рад/с;

$R_2$  – радіус робочого колеса, м.

$$H_{\text{ном}} = 65 \cdot \left( 1 - \frac{9,81 \cdot 65}{154,9^2 \cdot 0,218} \right) = 57,08 \text{ (м)}$$

Визначаємо падіння статичного натиску в пазусі переднього ущільнення першої ступені:

$$P_{\text{п}} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{8},$$

де  $R_1$  – діаметр переднього ущільнення, м;

$\rho$  - щільність рідини, перекачуваної насосом, кг/м .

$$P_{\text{п}} = 1000 \cdot 154,9^2 \cdot \frac{0,218^2 - 0,175^2}{8} = 50684 \text{ (Па)}$$

Тоді перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса першої ступені:

$$P_p = 9,81 \times 1000 \times 57,08 - 50684 = 50927 \text{ (Па)}$$

Витоки в ущільненні:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$
$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,175 \cdot 0,0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 50927}{1000}} = 0,00011 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

Визначаємо падіння статичного тиску в пазусі переднього ущільнення проміжних ступенів:

$$P_{II} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{8},$$

де  $R_1$  – діаметр переднього ущільнення, м;

$\rho$  - густина рідини, перекачуваної насосом, кг/м<sup>3</sup>.

$$P_{II} = 1000 \cdot 154,9^2 \cdot \frac{0,218^2 - 0,15^2}{8} = 75053 \text{ (Па)}$$

Тоді перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса проміжної ступені:

$$P_p = 9,81 \times 1000 \times 57,08 - 75053 = 484102 \text{ (Па)}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$
$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,15 \cdot 0,0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 484102}{1000}} = 0,0195 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

Перепад тиску на міжступеновому ущільненні визначається по формулі:

$$P_r = \gamma \cdot (H - H_{ном}) + P_m,$$

де  $P_m$  - перепад статичного тиску в пазусі міжступенового ущільнення, Па.

$$P_m = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_3^2}{8},$$

$$P_m = 1000 \cdot 154.9^2 \cdot \frac{0,218^2 - 0,068^2}{8} = 128668 \text{ (Па)}$$

$$P_\Gamma = 9,81 \cdot 1000 \cdot (65 - 57,08) + 128668 = 206363 \text{ (Па)}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

$$q = 0.5 \cdot 2\pi \cdot 0.068 \cdot 0.0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 206363}{1000}} = 0.0128 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

Перепад тиску на барабані:

$$P_\sigma = \gamma \cdot H_n,$$

де  $H_n$  – напір насосу, м.

$$P_\sigma = 9,81 \cdot 1000 \cdot 195 = 1912950 \text{ Па}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_\sigma \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

$$q = 0.5 \cdot 2\pi \cdot 0.131 \cdot 0.0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 1912950}{1000}} = 0.0051 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

## 5.Вибір електродвигуна

Виходячи з споживаної потужності насоса вибираємо електродвигун асинхронний трифазний з короткозамкнутим ротором обдувається вертикальні вибухозахищені серії ВАОВ призначений для приводу нафтових підірних насосів типу НПВ

Основні технічні характеристики електродвигуна:

Тип електродвигуна	Потужність кВт	Напруга В	Частота обертів (синхр.), об/хв	ККД, %	cosφ	Ммах Мном	Мпуск Мном	Іпуск Іном	Момент інерції двигуна кг*м <sup>2</sup> ротора
ВАОВ 550 S-4	550	6000	1500	95,2	0,88	1,2	6,05	2,35	8,25

## 6 Охорона праці

### Захист людини від механічного травмування

З метою запобігання небезпеки травмування людей (робітників, працівників, персоналу, сторонніх осіб тощо) на території промислового підприємства усі вони у обов'язковому порядку мають суворо дотримуватися прийнятих та затверджених на даному підприємстві правил щодо техніки безпеки під час експлуатації різного типу, виду та призначення техніки, вантажопідійомних та транспортних засобів тощо [5].

Суворі статистика однозначно свідчить, що будь-яке недотримання чи то свідоме або ж несвідоме порушення прийнятих на даному конкретному промисловому підприємстві заходів щодо запобігання уникненню небезпечних ситуацій під час обслуговування промислового обладнання та іншої техніки може призвести до значної кількості нещасних випадків, причому деякі з них можуть мати своїм наслідком настання смерті особи (працівника даного підприємства, або ж сторонньої особи) [8].

Травми, отримані людиною на підприємстві, зазвичай є не наслідком випадкового співпадіння різних факторів та обставин, а наявних на даному конкретному промисловому підприємстві небезпечних та шкідливих факторів, які через недбалість відповідальних осіб не були своєчасно виявлені та негайно усунуті. Саме тому кожен відповідальний адміністратор (начальник ділянки, цеху тощо) у обов'язковому порядку має твердо знати та своєчасно (щоденно) надавати відповідні пояснення своєму підлеглому персоналу (робітникам, працівникам), а також стороннім особам, які можуть знаходитись на території промислового підприємства, усі необхідні правила щодо техніки безпеки на підприємстві, а також демонструвати особистий приклад щодо повсякчасного і бездоганного дотримання вказаних вимог цих правил. Також він має завжди постійно та невідступно вимагати від вказаних осіб (робітників, працівників, персоналу, сторонніх осіб тощо) точного дотримання прийнятих на даному промисловому підприємстві

правил з техніки безпеки під час виконання технологічного промислового процесу та перебування на території підприємства [6].

До засобів захисту працівників (робітників, персоналу) промислового підприємства від небезпеки механічного травмування, що є наслідком наявності фізичного небезпечного фактору, належать наступні [5]:

- різного типу, виду та конструкції огороження небезпечної для людини робочої зони технологічного обладнання та устаткування (кожухи, козирки, захисні екрани, щити, бар'єри тощо);

- запобіжні/блокувальні пристрої, встановлені на відповідному технологічному промисловому обладнанні або ж устаткуванні підприємства (механічні, електронні, електричні, пневматичні, гідравлічні тощо);

- гальмівні пристрої, що мають загальмувати рух небезпечних рухомих деталей машин та механізмів у робочій зоні обладнання чи устаткування на підприємстві (робочі, екстреного гальмування та ті, що використовують під час простою обладнання);

- різного типу, виду та принципу дії сигнальні пристрої, що мають на меті привернути увагу людини (робітника, працівника, сторонньої особи тощо) до потенційного джерела небезпеки на працюючому технологічному промисловому обладнанні, устаткуванні, або ж транспорті (звукові, світлові).

З метою усебічного забезпечення безпечної експлуатації наявного на промисловому підприємстві виробничого технологічного обладнання чи устаткування його зазвичай облаштовують надійними та перевіреними гальмівними пристроями, які мають абсолютно гарантувати повну зупинку працюючого обладнання чи устаткування у необхідний для збереження здоров'я та життя людини (робітника промислового підприємства чи сторонньої особи) момент часу, відповідною світловою та/або звуковою сигналізацією, огорожувальними та/або блокувальним пристроями, пристроями гарантованого аварійного відключення технологічного обладнання від живлячої електричної мережі, пристроями дистанційного управління даним технологічним обладнанням,

а також пристроями, які забезпечують необхідний рівень електричної безпеки під час проведення робіт із цим технологічним обладнанням [7].

Гальмівні запобіжні пристрої на промисловому технологічному обладнанні можуть бути різного виду [6]:

- механічні гальмівні пристрої;
- електромагнітні гальмівні пристрої;
- гідравлічні гальмівні пристрої;
- пневматичні гальмівні пристрої;
- комбіновані гальмівні пристрої.

Гальмівний пристрій, встановлений на промисловому обладнанні, можна вважати справним та придатним до подальшого використання, якщо відповідним чином було однозначно встановлено, що після відключення промислового технологічного обладнання час вибігу небезпечних рухомих органів цього обладнання у робочій зоні не перевищує граничних значень, вказаних у нормативній документації на дане обладнання та норм, визначених відповідними положеннями з охорони праці у галузі [5].

Попереджувальна сигналізація є однією з ланок, що безпосередньо сполучає машину (промислове обладнання, устаткування, пристрій тощо) та людину, яка є її оператором (робітник, працівник, персонал). Така сигналізація істотним чином сприяє полегшенню праці на виробництві, більш раціональному способу організації робочого місця на виробничій ділянці (у цеху підприємства) та безпеці власне роботи на даній технологічній лінії. Попереджувальна сигналізація може бути різного типу, а саме [8]:

- звукова;
- світлова;
- кольорова;
- знакова.

Попереджувальна сигналізація у обов'язковому порядку має бути виконана і розміщена на технологічному обладнанні у робочій зоні або у безпосередній

близькості таким чином, щоб сигнали, які безпосередньо сповіщають людей (робітників, працівників, персонал, сторонніх осіб тощо), які можуть опинитися у небезпеці, про ймовірну або ж наявну на даний момент небезпеку, можна було добре та без особливих зусиль розрізнити серед іншого звукового, кольорового або ж будь-якого іншого типу шуму у виробничій обстановці на промисловому підприємстві [5].

Блокувальні пристрої на промисловому технологічному обладнанні чи устаткуванні призначені для виконання автоматичного (без участі людини) відключення відповідного технологічного або нетехнологічного обладнання, у разі наявності помилкових дій з боку людини (працівника, робітника тощо), або у випадку виникнення небезпечних змін у робочому режимі машини (промислового обладнання), під час отримання інформації (сигналу) про наявність небезпеки від травмування людини (працівника даного промислового підприємства чи будь-якої сторонньої особи) через наявні у системі відповідні елементи у відповідний спосіб (контактно або безконтактно) [7].

Серед усього спектру наявних на промисловому обладнанні підприємств блокувальних пристроїв можна виділити наступні основні групи [6]:

- механічні;
- струминні;
- електромеханічні;
- безконтактні;
- електричні.

Механічні блокувальні пристрої засновані на принципі розривання наявного у схемі кінематичного ланцюга [5].

Струминні блокувальні пристрої працюють наступним чином. Під час перетину верхньою кінцівкою (рукою) людини (працівника) струменя повітря, який було заздалегідь подано з керуючого пневматичного сопла, відбувається відновлення ламінарного струменя між іншими пневматичними соплами у відповідній структурній схемі, унаслідок чого відбувається перемикання логічного



елементу, який у свою чергу передає відповідний сигнал на автоматику керування установкою про термінову зупинку виконавчого робочого органу технологічної машини [8].

Електромеханічні блокувальні пристрої працюють на основі застосування принципу взаємодії механічного елемента ланцюга із електричним елементом, у результаті чого відбувається відключення системи управління промислового технологічного обладнання чи устаткування.

Безконтактні блокувальні пристрої працюють за рахунок застосування фотоелектричного ефекту, ультразвуку, зміни амплітуди коливань тощо. Відповідні датчики, встановлені на технологічному обладнанні, сприймають сигнал про небезпечну ситуацію, що утворюється унаслідок перетину людиною (робітником підприємства чи сторонньою особою) меж безпечної робочої зони, та передають його до виконавчого органу, який має негайно зупинити свій рух.

Електричні блокувальні пристрої працюють на принципі вимкнення електричної мережі у разі виникнення небезпечної ситуації, що призводить до миттєвої зупинки робочого органу працюючого технологічного обладнання на підприємстві [5].

## 7 Економічна частина

### Організація маркетингової діяльності на підприємстві

Організація та управління маркетинговою діяльністю на промисловому підприємстві як загальною системою з маркетингової діяльності даного промислового підприємства зазвичай у найбільш широкому розумінні передбачає виконання наступних видів робіт [4]:

- планування, виконання та контроль прийнятої та затвердженої заздалегідь на підприємстві маркетингової програми, а також індивідуальних обов'язків кожного з робітників (працівників, персоналу) даного промислового підприємства;

- постійне та обов'язкове оцінювання ступені ризику і прогнозованих майбутніх прибутків від здійснення комерційної діяльності промислового підприємства;

- оцінювання ефективності прийнятих на підприємстві маркетингових рішень.

Керувати маркетингом будь-якої організації, зокрема й промислового підприємства, означає у такий спосіб побудувати необхідну та ефективну систему збирання усієї необхідної інформації, досліджень потенційних ринків збуту виробленої на промисловому підприємстві продукції, реклами цієї продукції серед цільової групи, операції щодо збуту продукції та її подальшого обслуговування на вимогу користувачів, щоби ефективно забезпечувати максимальний рівень ефекту зі збереженням обґрунтованого мінімального рівня витрат на провадження та забезпечення маркетингової діяльності промислового підприємства.

Будь-яке підприємство, у тому числі й промислове, завжди веде свою діяльність в умовах зовнішнього середовища, яке постійно піддається динамічним змінам та постійно трансформується (змінює свої параметри) під дією цілої низки різноманітних і часто мало прогнозованих зовнішніх чинників. У зв'язку з чим можна говорити про те, що головною задачею управління маркетинговою

діяльністю промислового підприємства (так само, як будь-якого іншого) пролягає у необхідності виявити, проаналізувати усі вказані вище можливі зміни та таким чином вести планування своєї діяльності, щоб у найефективніший спосіб пристосувати цю діяльність до постійно виникаючих нових умов на ринку.

Відповідно можна стверджувати, що головними задачами діяльності з управління маркетингом на промисловому підприємстві є уміння вчасно виявити зміни у оточуючому середовищі (в умовах ринку), швидко проаналізувати ці зміни та ефективно і оперативно пристосувати діяльність промислового підприємства до цих нових умов.

Тож можна зазначити, що маркетинг – це не заздалегідь визначений набір конкретних прогнозованих дискретних дій, а навпаки постійний тотальний усеохоплюючий процес щодо пристосування діяльності промислового підприємства до використання у існуючих на даний момент умовах найбільш ефективних та вигідних можливостей з метою розвитку діяльності організації та зростання рівня її прибутковості.

Управління маркетингом промислового підприємства можна розглядати як цілий комплексний процес, який складається з низки елементів, а саме:

- аналіз ситуації;
- планування стратегії подальшої діяльності;
- виконання запланованих дій та операцій;
- координація між окремими підрозділами під час виконання ними запланованих дій та операцій;
- контроль за усіма елементами, задіяними у процесі управління маркетинговою діяльністю промислового підприємства.

Зазначимо, що уся маркетингова діяльність промислового підприємства як така має у своїй основі відповідну концепцію маркетингу. Така концепція є насправді усеохоплюючою філософією, яка цілком очевидно має бути зорієнтованою на споживача (клієнта) відповідної продукції, виробленої промисловим підприємством, та має бути здійсненою у такий спосіб, щоб якомога

краще обслуговувати клієнтів (задовольняти потреби споживачів промислової продукції) та перевершувати усі потуги конкурентів.

Процес управління маркетинговою діяльністю промислового підприємства можна розбити на наступні підпроцеси (процеси більш низького рівня):

- аналіз можливостей ринку (як локального – у даній державі, так і глобального – у всьому світі);
- пошук цільових сегментів ринку, у яких збут відповідної промислової продукції матиме найбільшу ефективність (комерційну вигоду);
- формування необхідних для здійснення подальшої діяльності організації ефективних стратегічних маркетингових програм;
- виконання прийнятих планів (досягнення поставлених цілей) і контроль за безпосереднім виконанням стратегічних програм маркетингової діяльності промислового підприємства.

Якщо проаналізувати усі наведені вище ключові складові процесу управління маркетинговою діяльністю промислового підприємства, то можна зробити цілком очевидний висновок про те, що його головною метою є розроблення відповідних стратегічних маркетингових програм, від ефективності вибору яких у майбутньому буде повністю залежати ефективність усієї подальшої роботи будь-якого підприємства (зокрема й промислового). Зазвичай маркетингову стратегію промислового підприємства (як і більшості інших) у глобальному вимірі розробляють заздалегідь, тобто ще до уведення у експлуатацію відповідного промислового об'єкту та до встановлення відповідних технологічних ліній з виробництва промислової продукції. Тому цілком очевидно може скластися ситуація, коли глобальна маркетингова стратегія у подальшому (під час її реалізації) виявиться неефективною або ж недостатньо ефективною, оскільки жодна стратегія незалежно від ретельності її підготування не може заздалегідь урахувати абсолютно усі чинники, які діють на ринку та усі їх зміни, які досить часто є мало прогнозованими, або ж узагалі непрогнозованими. Відповідно у разі виникнення раптових труднощів необхідно оперативно і якісно та ефективно

виконати корекцію, а за необхідності модифікування або ж навіть зміну, обраної для реалізації маркетингової стратегії промислового підприємства.

Велике значення у організації маркетингової діяльності промислового підприємства слід приділяти людському фактору як дуже важливому, але досить часто малопередбачуваному чиннику. У значній кількості достатньо розвинених компаніях, які суттєво покладаються на свою маркетингову стратегію у досягненні успіху та прибутковості, організовані та постійно діють спеціалізовані підрозділи з розвитку персоналу. Такі підрозділи мають на меті організацію стажувань власного персоналу (робітників, працівників) шляхом навчання на короткотермінових курсах з підвищення відповідної кваліфікації персоналу, різного типу тренінгів тощо. Така діяльність крім відповідного підвищення кваліфікації співробітників підприємства дозволяє також отримати й додатковий ефект – формування корпоративної культури на підприємстві, що у свою чергу у подальшому стає чинником розвитку як усієї компанії загалом, так і маркетингової стратегії промислового підприємства зокрема.

З метою реалізації повного комплексу робіт та функцій у сфері маркетингової діяльності промислового підприємства, а також для покращення організаційних зв'язків та координаційних дій у структурі організації доцільно створити відповідні спеціалізовані підрозділи (служби, відділи, групи тощо), які б мали на меті провадження, моніторинг та контроль за системою реалізації маркетингової діяльності підприємства як такою та за ефективністю провадження цієї діяльності зокрема. Такі підрозділи будуть виконувати роль ланки, яка сполучає між собою персонал (робітника, працівника) та відповідну роботу. При цьому також необхідно буде встановити відповідний (прийнятний та найбільш доцільний з точки зору забезпечення необхідного рівня ефективності) спосіб, яким буде відбуватися безпосередньо взаємодія між персоналом як усередині кожного окремого підрозділу організації, так і між такими підрозділами, а далі – між відповідними підрозділами та навколишнім середовищем (клієнти, постачальники, конкуренти тощо).

Головна перевага ринкового способу організації управління маркетинговою діяльністю промислового підприємства полягає у тому, що вона спрямована на задоволення усіх наявних потреб у чітко визначеній групі споживачів продукції даного конкретного промислового підприємства.

## Список 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-uhl4/>
4. <https://buklib.net/books/25371/>
5. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПП 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. Олійник П. В. Цивільний захист : підручник / П. В. Олійник, С. Т. Омельчук, В. В. Чаплик та ін. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
9. 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.
10. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
11. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.
12. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. 1. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
13. 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.

14. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.
15. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ., 2020. – 212 с.
16. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
17. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
18. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
19. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / H. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
20. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 p.
21. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 p.
22. Методологія наукових досліджень : навч. посіб. / В. І. Зацерковний, І. В. Тішаєв, В. К. Демидов. – Ніжин : НДУ ім. М. Гоголя, 2017. – 236 с.
23. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика. : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми: СумДУ, 2015. – 121 с.
24. Краснянський М. Ю. Енергозбереження: навчальний посібник / М. Ю. Краснянський. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.



25. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред.: О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
26. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. І. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.
27. 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.
28. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь : Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.
29. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи / укладачі : В. І. Склабінський, Я. Е. Михайловський, В. М. Маренок. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 52 с.
30. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye\\_k-item/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/).
31. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
32. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» / укладачі: Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 27 с.
33. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.

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