

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 насоса для перекачування конденсату в системах електростанцій**

Здобувача групи ГМмз-21с Анучін Артем Ігорович

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

_____ Анучін Артем Ігорович

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 магістра студенту**

Анучін Артем Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка насоса для перекачування конденсату в системах електростанцій»**
затверджена наказом по університету від 20.11.2023 р. №1296-VI
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 20.12.2023 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**
параметри насосу:
подача насоса $Q_n = 770 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H_n = 190 \text{ м}$, частота обертів $n_n = 1470 \text{ об/хв.}$
- 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 (A1), складальне креслення насосу (A1), теоретична креслення робочого колеса (A1), креслення напрямного апарату (A1).

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 22.12.2023 до 25.12.2023	До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 10.10.2023 р.

Студент _____
(підпис)

Анучін А.І.

Керівник _____
(підпис) (прізвище, ініціали)

Панченко В.О.

Анотація

Пояснювальна записка: 63 с., 8 рисунків, 5 таблиць, 29 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка насоса для перекачування конденсату в системах електростанцій»

Графічні матеріали: 4 аркуші формату А1: складальне креслення насосного агрегату, складальне креслення насосу, робоче креслення відцентрового робочого колеса, креслення шнеку.

Мета проекту – розробка насосу з відцентровими робочими колесами, призначеного для перекачування гарячого рідинного парового конденсату у системах теплових електростанцій на параметри: подача 770 м³/год, напір – 190 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 ремонтної служби на промисловому підприємстві

У розділі із охорони праці розглянуто біологічні небезпечні фактори на підприємстві.

Ключові слова: НАСОС, КОНДЕНСАТ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ШНЕК, НАПРЯМНИЙ АПАРАТ, МІЦНІСТЬ, КАВІТАЦІЙНИЙ ЗАПАС, НАПІР, ПОДАЧА.

Зміст

1. Вибір та опис вибраної схеми.....	5
2. Гідрравлічний розрахунок.....	7
2.1 Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса.....	7
2.2 Розрахунок напрямного апарату.....	35
3. Розрахунок на міцність.....	38
3.1 Розрахунок сили діючої на ротор насоса.....	38
3.2 Розрахунок валу на міцність.....	41
3.3 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	44
3.4 Розрахунок довговічності підшипників.....	45
4. Розрахунок ущільнення.....	47
5. Вибір електродвигуна.....	50
6. Охорона праці.....	51
7. Економічна частина.....	56
Список літератури.....	63

1. Вибір та опис вибраної конструкції

Насос вертикальний конденсатний призначений для подавання конденсату відпрацьованої пари стаціонарних парових турбін, конденсату пари для підігрівання з теплообмінних апаратів, а також рідин, подібних до води за в'язкістю та хімічною активністю. Насоси даного типу відцентрові, вертикальні, багатоступеневі, двокорпусні із секційним внутрішнім корпусом і одnobічним розміщенням робочих коліс. Для підвищення усмоктувальної здатності насоса перед першим ступенем встановлене передвключене колесо. Базовою деталлю насоса є зовнішній корпус, який залежно від типу насоса виконують або зварним, або чавунним литим. У зовнішньому корпусі розміщені вхідний і напірний патрубки і опорна плита. Внутрішній корпус складається із підводу, комплекту секцій із запресованими у них напрямними апаратами і напірної кришки, яку шпильками кріплять до верхнього торця зовнішнього корпусу. Між зовнішнім і внутрішнім корпусами передбачений ущільнювальний стик з гумовим кільцем для розділення порожнин високого та низького тиску усередині насоса. Ротор насоса є окремим складальним елементом, який складається із комплекту робочих коліс, втулок, розвантажувального барабану. У осьовому напрямку деталі ротора фіксують на валу круглими гайками. Робоче колесо першого ступеня має збільшену вхідну воронку, проточна частина інших коліс є однаковою. Верхньою опорою ротора слугує здвоєний радіально-упорний шарикопідшипник, встановлений у корпусі. Корпус кріплять до напірної кришки насоса. Масло до підшипника подають з ванни за допомогою різьбової втулки, а стікає самопливом. У корпусі підшипника передбачені камери для охолоджувальної води. Розвантаження осьового зусилля ротора виконує розвантажувальний барабан, залишкове осьове зусилля сприймає верхній підшипник. Цей підшипник також фіксує положення ротора у насосі. Нижньою опорою ротора слугує металопластмасовий підшипник кочення, який змащує перекачувана рідина. Для інтенсифікації подавання конденсату до підшипника

передбачена різьбова втулка. Кінцеве ущільнення ротора сальникового типу з підведенням запірною конденсату до кільця гідрозатвора.

З електродвигуном насос з'єднує пружно-пальцева муфта.

Умовне позначення насоса означає: КсВ – конденсатний вертикальний.

Колесо передвключене застосовують у відцентрових насосах з підвищеною всмоктувальною здатністю, наприклад, у конденсатних насосах. Його встановлюють перед робочим колесом першого ступеня насоса і воно слугує для створення напору, який забезпечує безкавітаційну роботу відцентрового насоса.

Передвключене осьове колесо складається з циліндричної втулки і двох–трьох нерухомих профільованих лопатей. Для зменшення кавітаційних руйнувань на тильному боці лопатей іноді виконують клиновидний виступ. Торці втулки повинні бути суворо перпендикулярні до осі розточування. Розточування втулки під вал виконують по нерухомій посадці. З метою запобігання перетікань по валу шпонковий паз виконують не на усю довжину втулки. На зовнішньому торці втулки виконують два різьбових отвори для кріплення знімача робочого колеса. Передвключене осьове колесо працює у режимі розвиненої кавітації або суперкавітації. Тому лопаті його піддаються кавітаційному руйнуванню. Для зниження інтенсивності кавітаційних руйнувань поверхню лопаті рекомендовано оброблювати з високою чистотою поверхні, а у деяких випадках – полірувати. Під час обробки повинна бути забезпечена необхідна форма профілю лопаті. Після механічної обробки виконують статичне балансування передвключеного осьового колеса.

Заготовкою слугує відливка, яку піддають спеціальній термічній обробці для забезпечення підвищеної стійкості до кавітаційних руйнувань. Найчастіше використовують хромисту сталь та бронзу. Іноді на поверхні лопаті виконують поверхневу металізацію для підвищення кавітаційної стійкості

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.

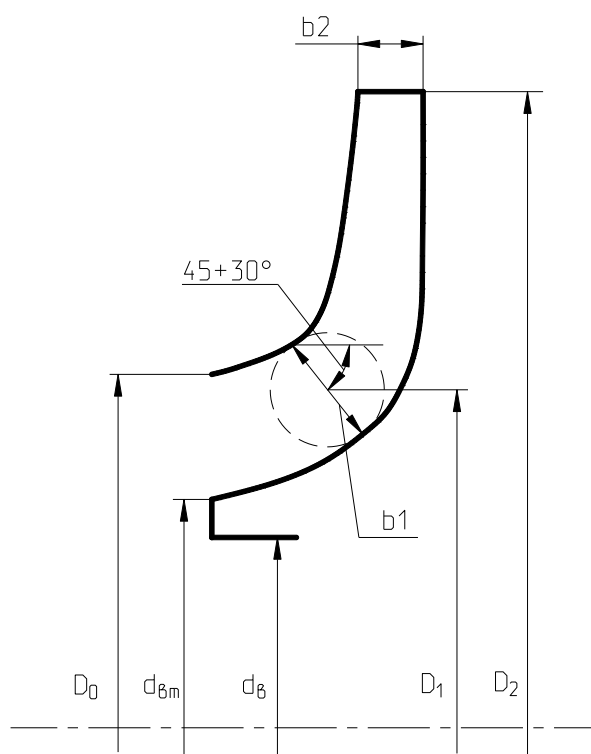


Рисунок 2.1. Меридіанний переріз

2. Вихідні дані для розрахунку.

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

Густина перекачуваної рідини $\rho = 850$ кг/м³.

Подача $Q = 770$ м³ / ч.

Напір $H = 190/3 = 63,3$ м.

Частота обертання $n = 1470$ об / хв.

Коефіцієнт швидкості:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1470 \cdot \sqrt{770}}{60 \cdot (63,3)^{0,75}} = 110$$

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 $K_{вх}=4,5$.

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{770}{3600 \cdot 1470}} = 0,237 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

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

де η_o – об'ємний ККД насоса;

η_r – гидравлічний ККД;

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

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

Об'ємний ККД:

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

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 110^{-2/3}} = 0,97$$

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.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 237 - 0,172)^2} = 0,912$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 110^{-2}} = 0,937$$

Зовнішнім механічним ККД задається: $\eta_{мех} = 0,99$.

$$\eta = 0,97 \cdot 0,912 \cdot 0,99 \cdot 0,937 = 0,821.$$

Потужність, споживана насосом:

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

$$N = \frac{850 \cdot 9,81 \cdot 770 \cdot 190}{3600 \cdot 0,821} = 412,75 \text{ кВт}$$

Подача р.к.

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

$$Q_{pk} = \frac{770}{3600 \cdot 0,97} = 0,221 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Теоретичний напір р.к.

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

$$H_T = \frac{63,3}{0,912} = 69,41 \text{ м}$$

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.10)$$

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

$[\tau]$ – знижене допустиме напруження на кручення, Н/м².

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. $N_{\max} = 1,1 \times N = 1,1 \times 412,75 = 454,03$ кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 454,03 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1470} = 2951 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2951}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^5}} = 0,122 \text{ м}$$

Виходячи з конструктивних особливостей і особливостей складання насоса враховуючи розрахунки вала на критичну частоту обертання, приймаємо за ДСТУ 6636 - $d_{\epsilon} = 0,125$ (м).

Діаметр втулки, орієнтовно вибирають:

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

$$d_{\epsilon m} = 1,25 \cdot 0,125 = 0,15625 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\epsilon m} = 0,158 \text{ м}$

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

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

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

$$D_0 = \sqrt{0,237^2 + 0,158^2} = 0,284 \text{ м}$$

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., м³/с.

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,221}{3,14 \cdot 0,284^2} = 3,48 \text{ м/с}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

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

$$D_1 = 0,9 \cdot 0,284 = 0,256 \text{ м}$$

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 $\psi_1 = 1,15$.

$$v_{1m} = 1,15 \cdot 3,48 = 4 \text{ м/с}$$

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.:

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,256 \cdot 1470}{60} = 19,69 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості на вході

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

$$v_{1u} = 0$$

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{4}{19,69} = 11,48^\circ$$

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 $\Delta\beta=5^\circ$.

$$\beta_1 = 11,48^\circ + 5^\circ = 16^\circ 48'$$

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.

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,256}{7} = 0,1148 \text{ мм}$$

$$\psi_1' = \frac{0,1148}{0,1148 - \frac{0,009}{\sin 16,48^\circ}} = 1,382$$

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

$$|1,382 - 1,15| = 0,232 > 0,01.$$

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

$$v_{1m} = 1,382 \cdot 3,48 = 4,81 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{4,81}{19,69} = 13,73^\circ$$

$$\beta_1 = 13,73^\circ + 5^\circ = 18,73^\circ$$

$$\psi_1'' = \frac{0,1148}{0,1148 - \frac{0,009}{\sin 18,73^\circ}} = 1,373$$

$|1,373 - 1,382| = 0,009 < 0,01$. Умова виконується.

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

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

$$b_1 = \frac{0,221}{3,14 \cdot 0,256 \cdot 4,81} = 0,0572 \text{ м.}$$

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 $v_{2u} = 0,5 \cdot U_2$:

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

де $H_{\text{рк}}$ – напір р.к.

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

$$D_2' = 19,68 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 63,3}}{1470} = 0,472 \text{ м}$$

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

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

$$v_{2m}' = 0,52 \cdot 4,81 = 2,5 \text{ м/с}$$

Кут на виході з р.к. β_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 ψ_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.:

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

$$v_{2m} = 1,1 \cdot 2,5 = 2,75 \text{ м/с}$$

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:

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

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 110 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 110^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 110^3 = 1,288$$

З рівняння для $W_{2\infty}$ після перетворення отримують наступний вираз для визначення кута β_2 :

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

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,288 \cdot \frac{1,1}{1,373} \cdot \frac{2,75}{2,5} \cdot \sin 18,73^\circ\right) = 21,38^\circ$$

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

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

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 ψ визначається в залежності від n_s , при $n_s < 150$:

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

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 21,38^\circ = 0,769 \div 0,869$$

Приймаємо $\psi = 0,815$.

$$p = 2 \cdot \frac{0,815}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,256}{0,472}\right)^2} = 0,331$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,331} = 0,751$$

$$H_{T\infty} = \frac{63,3}{0,912 \cdot 0,751} = 92,42 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{2,75}{2 \operatorname{tg} 21,38^\circ} + \sqrt{\frac{2,75^2}{(2 \operatorname{tg} 21,38^\circ)^2} + 9,81 \cdot 92,42} = 33,83 \text{ м/с}$$

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

$$D_2 = \frac{60 \cdot 33,83}{3,14 \cdot 1470} = 0,441 \text{ м}$$

8. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку ψ_2 . Коефіцієнт стиснення потоку на виході з р.к. уточнюють за формулою:

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

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,009}{3,14 \cdot 0,441 \cdot \sin 21,38^\circ}} = 1,108$$

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

$$|1,108 - 1,1| = 0,008 < 0,01. \text{ Умова виконується.}$$

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

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

$$b_2 = \frac{0,221}{3,14 \cdot 0,441 \cdot 2,75} = 0,058 \text{ м}$$

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:

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вн}}^2), \quad (2.39)$$

де $F_{\text{вх}}$ - площа початкового нормального перерізу (на вході в р.к.), м^2 .

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} (284^2 - 158^2) = 43718 \text{ мм}^2$$

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

де $F_{\text{вих}}$ - площа кінцевого нормального перерізу (на виході із р.к.), м^2 .

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 441 \cdot 58 = 80315 \text{ мм}^2$$

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

де F_i - площа проміжного нормального перерізу, м^2 ;

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

b_i - діаметр вписаного кола, м.

Результати розрахунків зводимо в таблицю.

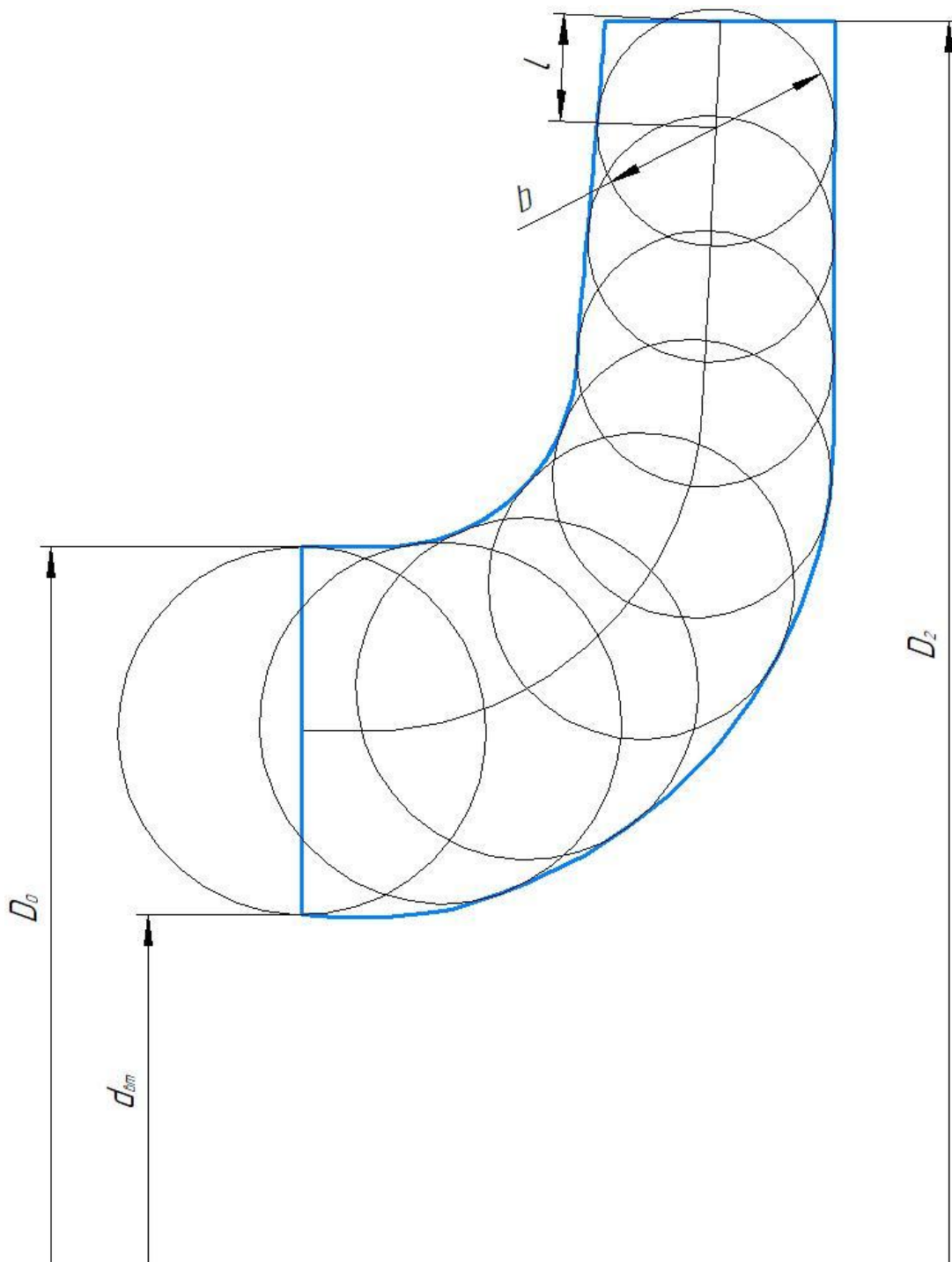


Рис. 2.2 – Меридіаний переріз

Таблиця 2.1 – Визначення площ меридіанного перерізу р.к.

№ точки	r, мм	l, мм	b, мм	F, м ²
1	110,5	0	63	43718
2	128,8	18,75	62	45966
3	147,1	37,5	61	48387
4	165,4	56,25	60	56328
5	183,7	75	59	62489
6	202	93,75	58,5	72987
7	220,5	112,5	58	80315

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

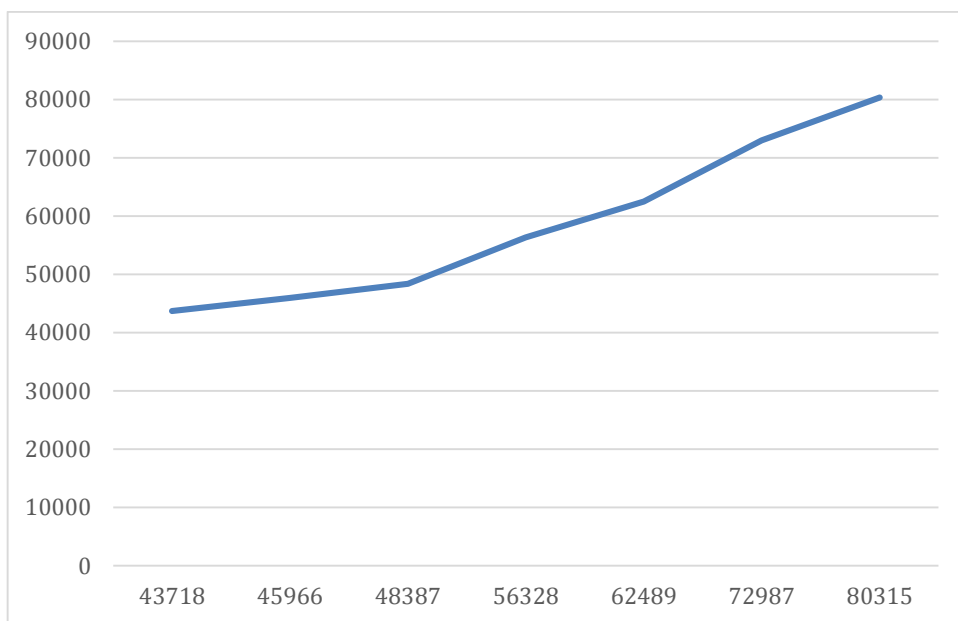


Рис. 2.3 – Графік зміни площ меридіанного перерізу р.к.

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.

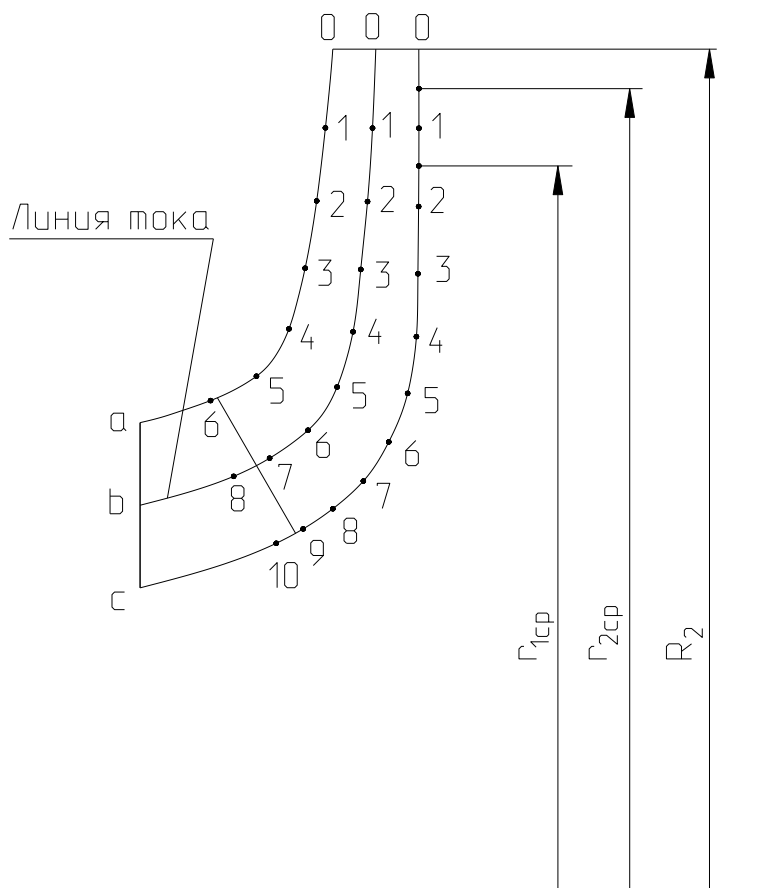


Рис. 2.4 – Розбивка ліній течії

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 ΔS і ΔL .

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

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 β - 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 Θ . 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 ΔL 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 β на кожній розрахунковій лінії струму повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з р. к. повинна мати постійний кут обхвату β з кожної розрахункової лінії струму по довжині, визначеної на розгортці циліндра величиною $t \approx 0,5 \oplus t$, 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: $V_{1ma} = V_{1mb} = V_{1mc} = 4,81$ 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.

$$D_{\text{exa}} = 0,138 \text{ м}; \quad D_{\text{exb}} = 0,131 \text{ м}; \quad D_{\text{exc}} = 0,075 \text{ м}.$$

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,138 \cdot 1470}{60} = 10,62 \text{ (м/с)}$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,131 \cdot 1470}{60} = 10,08 \text{ (м/с)}$$

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,075 \cdot 1470}{60} = 5,77 \text{ (м/с)}$$

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

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

$$\beta'_{1na} = \arctg \frac{3,48}{10,62} = 18,14^\circ$$

$$\beta'_{1nb} = \arctg \frac{3,48}{10,08} = 19,05^\circ$$

$$\beta'_{1nc} = \arctg \frac{3,48}{5,77} = 31,09^\circ$$

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):

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

Далі визначаємо кут атаки:

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

Виконуємо розрахунок для лінії течії а:

$$t_{1а} = \frac{3,14 \cdot 276}{7} = 123,81 \text{ (мм)}$$

$$\angle_a = 79^\circ$$

$$\phi_{1,a} = \arctg(\operatorname{tg}18,14^\circ \sin 79^\circ) = 17,83^\circ$$

$$\sigma_{1,a} = \frac{3}{\sin 17,83^\circ} = 9,79 \text{ (мм)}$$

$$\psi_{1,a} = \frac{138 - 9,79}{138} = 0,929$$

$$\beta_{1,a} = \arctg(\operatorname{tg}17,83^\circ \cdot 1/0,929) = 19,09^\circ$$

$$\beta_{1,a} = 24,09^\circ;$$

Лінія течії b:

$$t_{1,b} = \frac{3,14 \cdot 262}{7} = 117,53 \text{ (мм)}$$

$$\angle_b = 84^\circ$$

$$\phi_{1,b} = \arctg(\operatorname{tg}19,05^\circ \sin 84^\circ) = 18,95^\circ$$

$$\sigma_{1,b} = \frac{3}{\sin 18,95^\circ} = 9,24 \text{ (мм)}$$

$$\psi_{1,b} = \frac{131 - 9,24}{131} = 0,929$$

$$\beta_{1nb} = \text{arctg}(\text{tg}19,05^\circ \cdot 1/0,929) = 20,39^\circ$$

$$\beta_{1nb} = 25,39^\circ;$$

Лінія течії с:

$$t_{1c} = \frac{3,14 \cdot 150}{7} = 67,29 \text{ (мм)}$$

$$\angle_c = 86^\circ$$

$$\phi_{1nc} = \text{arctg}(\text{tg}31,09^\circ \sin 86^\circ) = 31,03^\circ$$

$$\sigma_{1c} = \frac{3}{\sin 31,03^\circ} = 5,82 \text{ (мм)}$$

$$\psi_{1c} = \frac{75 - 5,82}{75} = 0,922$$

$$\beta_{1nc} = \text{arctg}(\text{tg}31,03^\circ \cdot 1/0,922) = 33,12^\circ$$

$$\beta_{1nc} = 38,12^\circ;$$

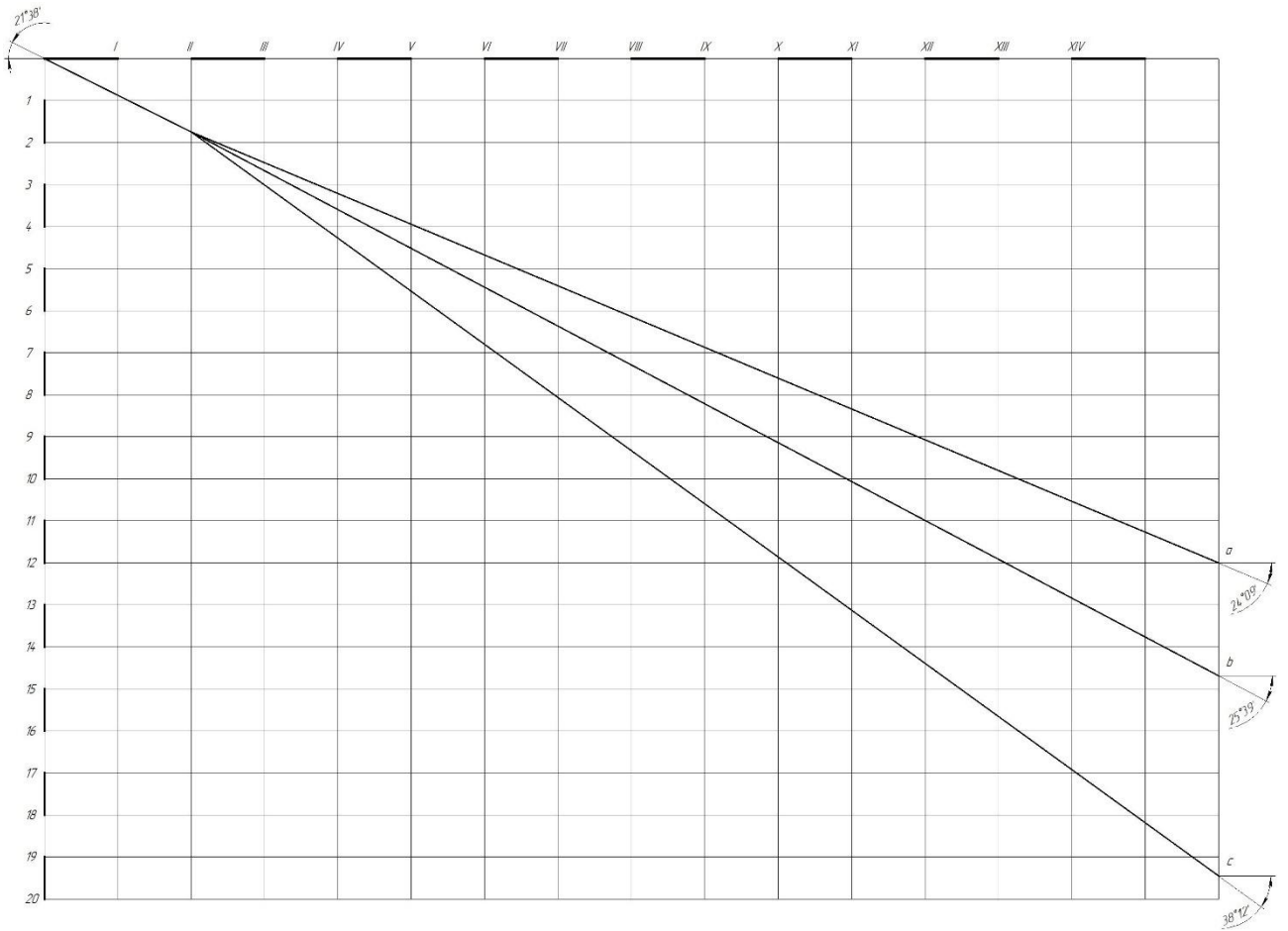


Рисунок 2.5 – Конформна діаграма

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

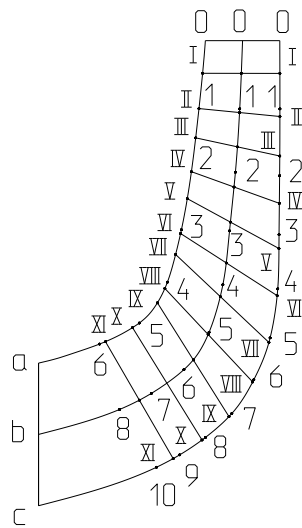


Рис. 2.6 – Меридіанний перерізу поверхні лопаті на меридіанній проекції
робочого колеса

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)

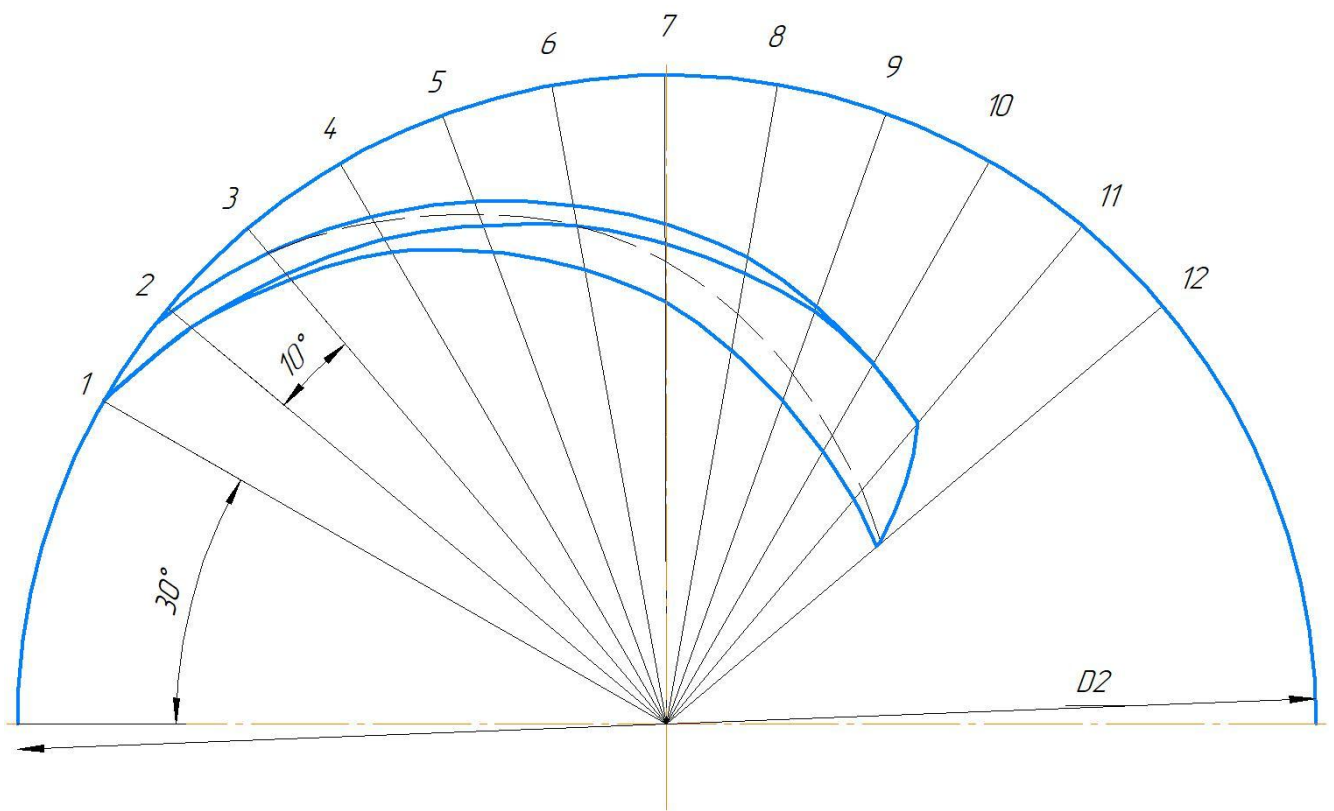


Рисунок 2.7 – Лопать у плані

2.2 Розрахунок напрямного апарату

1. Вихідні дані

Подача ступеня	$Q=770 \text{ м}^3/\text{год};$
Напір ступеня	$H=63,3 \text{ м};$
Зовнішній діаметр робочого колеса	$D_2=0,441 \text{ м};$
Ширина робочого колеса на виході	$b_2=0,058 \text{ м};$
Колова складова швидкості потоку на виході з робочого колеса	$V_{u2}=9,76 \text{ м/с};$
частота обертання робочого колеса	$n=1470 \text{ об/хв.}$

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

Діаметр початкового кола:

$$D_3 = 1,06 \cdot D_2$$
$$D_3 = 1,06 \cdot 0,441 = 0,467 \text{ м.}$$

Ширина напрямного апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = 1,1 \cdot b_2 + 1,5$$
$$b_3 = 1,1 \cdot 58 + 1,5 = 68,2 \text{ мм.}$$

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 $\alpha_{\text{зл}}=5^0$.

Окружна швидкість на вході у н.а.:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3};$$
$$V_{u3} = 9,76 \frac{0,441}{0,467} = 9,22 \text{ м};$$

Меридіанна швидкість:

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

$$V_{m3} = \frac{770}{3600 \cdot \pi \cdot 0,467 \cdot 0,0682} = 2,14 \text{ м/с.}$$

Кут установки лопаті:

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

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{2,14}{\left(1 - \frac{0,003 \cdot 9}{\sin 5^0 \cdot \pi \cdot 0,467}\right) \cdot 9,22} = 16,41^0.$$

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

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = 1,4 \cdot \operatorname{tg} 16,41 = 22,41^0.$$

Проектуємо спіральну ділянку:

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

$$R_3' = \frac{0,467}{2} e^{\frac{2\pi}{9} \operatorname{tg} 16,41} = 0,287 \text{ м.}$$

Висота вхідного перерізу:

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

$$a_3 = (0,287 - 0,2335) \cos 16,41 - 0,003 = 0,0483 \text{ м.}$$

Визначаємо розміри дифузорового каналу:

Довжина дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = 4,9 a_3;$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot 0,0483 = 0,237 \text{ м;}$$

Площа входу дифузорового каналу:

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

$$F_4 = 2,8 \cdot 0,237 \cdot 0,0467 = 0,03099 \text{ м}^2;$$

Еквівалентний кут розширення дифузора:

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

$$\psi_{\text{экв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,03099}{\pi}} - \sqrt{\frac{0,01107}{\pi}}}{0,237} = 6,15^{\circ}$$

Проектування підведеного каналу н.а.:

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

Кут установки лопатей зворотнього каналу приймаються $\alpha_{\text{б.л}} = 79^{\circ}$.

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.

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

$$T = 850 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,293^2 - 0,158^2) \left[63,3 - \frac{153,9^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,2205^2 - \frac{0,293^2 + 0,586^2}{2} \right) \right] =$$
$$= 21905 \text{ H}$$

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: $r_{y1} = 0,293$ м; $r_2 = 0,441$ м.

Колова швидкість на виході з робочого колеса: $U_2 = 33,83$ м/с.

$$T_1'^* = 3,14 \cdot (0,441^2 - 0,293^2) \cdot \frac{850 \cdot 33,83^2}{8} \times$$

$$\times \left(\frac{0,441^2}{0,441^2 - 0,293^2} \cdot \ln \frac{0,441^2}{0,293^2} + \frac{0,441^2 + 0,293^2}{2 \cdot 0,441^2} - 2 \right) = 1634 \text{ Н}$$

Уздовж осі насоса діє також динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку, а також зміною осьового 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, $v_0 = 3,48$ м/с

$$T_2 = \frac{850 \cdot 770}{3600} \cdot 3,48 = 633 \text{ Н}$$

осьова сила, що діє в бік всмоктування на шнеці

$$T_{\text{шн}} = S \cdot \Delta p$$

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

$$T_{\text{шн}} = \pi(0,151^2 - 0,076^2) \cdot 20237 = 1082 \text{ Н}$$

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

Δp - перепад тиску на шнеці.

Осьова сила, що діє в бік нагнітання на барабані

$$T_6 = S \cdot \Delta p$$

Де S – площа барабану.

Δp - перепад тиску на барабані.

$$T_6 = \pi(R_6^2 - r_6^2) \cdot \Delta p_6$$

$$T_6 = \pi(0,128^2 - 0,0615^2) \cdot 1513384 = 59914 \text{ Н}$$

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

$$T_p = mg$$

де $m=482$ кг - маса ротора

$$T_p = 482 \cdot 9,81 = 4728 \text{ Н}$$

Максимальна осьова сила, що діє на робоче колесо:

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

$$T_{oc} = 3 \cdot 21905 + (1634 - 633) + 1082 - 59914 + 4728 = 12612 \text{ Н}$$

2. Визначення радіальної сили

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

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

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, $D_2 = 0,441$ м;

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

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 110$ $K_R = 0,521$.

Максимальна сила буде за режиму $Q = 0$.

$$R = 0,521 \cdot 1 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 190 \cdot 0,441 \cdot 0,0585 = 21295 \text{ Н}$$

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:

$$N = \frac{\rho_{\max} \cdot g \cdot Q_n \cdot H_n}{\eta}$$
$$N = \frac{850 \cdot 9,81 \cdot 770 \cdot 190}{3600 \cdot 0,821} = 412,75 \text{ кВт}$$

Крутний момент на валу,

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

де N_{\max} - максимальна потужність, Вт. $N_{\max} = 1,1 \times N = 1,1 \times 412,75 = 454,03 \text{ кВт}$.

$$M = \frac{30 \cdot 454,03 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1470} = 2951 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2951}{3,14 \cdot 180 \cdot 10^5}} = 0,039 \text{ м}$$

2. Визначаємо згинальний момент:

$$M_{изг} = 0,1 \cdot M_{кр},$$

$$M_{изг} = 0,1 \cdot 2951 = 295,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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:

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

$$\tau_{кр} = \frac{2951}{41,5 \cdot 10^{-6}} = 71,1 \text{ МПа}.$$

5. Визначаємо нормальне напруження:

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{W_{изг}},$$
$$\sigma_{изг} = \frac{295,1}{20,3} = 14,54 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2},$$
$$\sigma_{екв} = \sqrt{(14,54 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (71,1 \cdot 10^6)^2} = 124,1 \text{ МПа.}$$

Запас по статичній міцності:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{екв}},$$
$$n = \frac{350 \cdot 10^6}{124,1 \cdot 10^6} = 2,82.$$

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 $M_{кр} = 2951$ Нм.

Розмір шпонки під робочим колесом, мм $b \times h \times l = 20 \times 10 \times 60$.

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

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

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза валу;

h - висота шпонки;

d - діаметр валу.

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

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 2951}{0,125 \cdot 0,060 \cdot (0,011 - 0,0047)} = 124,9 \text{ МПа}$$

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

Допустиме напруження змінання:

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

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

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.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{12612}{1 \cdot 21295} = 0,592,$$

$$e = 0,8$$

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

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, $F_r=R/2=10648$ Н;

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

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

$$P_E = 1 \cdot 10648 \cdot 1 \cdot 1,05 = 11180 \text{ Н}$$

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

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 1470} \left(\frac{127000}{11180} \right)^3 = 36619 \text{ год}$$

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: $R=10648\text{Н}$, 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, $R = 10648\text{ Н}$;

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

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

$$P_E = 1 \cdot 10648 \cdot 1 \cdot 1,1 = 11713\text{Н}$$

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

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 1470} \left(\frac{107000}{11713} \right)^3 = 38643\text{ч}$$

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 витіки.

Витіки в ущільненнях:

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

де μ - 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 ψ - питома вага рідини, Н/м^3 ;

$H_{\text{пот}}$ - 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;

ω - частота обертання ротора, рад/с;

R_2 – радіус робочого колеса, м.

$$H_{\text{ном}} = 63,3 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 63,3}{2 \cdot 153,9^2 \cdot 0,2205} \right) = 59,54 \text{ (м)}$$

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;

ρ - щільність рідини, перекачуваної насосом, кг/м^3 .

$$P_{\text{п}} = 850 \cdot 153,9^2 \cdot \frac{0,2205^2 - 0,168^2}{8} = 51328 \text{ (Па)}$$

Тоді перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса першої ступені:

$$P_p = 9,81 \times 850 \times 59,84 - 51328 = 447648 \text{ (Па)}$$

Витоки в ущільненні:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$
$$q = 0,5 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,168 \cdot 0,0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 447648}{850}} = 0,00342 \text{ м}^3/\text{год.}$$

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;

ρ - густина рідини, перекачуваної насосом, кг/м³.

$$P_{II} = 850 \cdot 153,9^2 \cdot \frac{0,2205^2 - 0,168^2}{8} = 51328 \text{ (Па)}$$

Тоді перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса проміжної ступені:

$$P_p = 9,81 \times 850 \times 59,54 - 51328 = 447648 \text{ (Па)}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$
$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,168 \cdot 0,0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 447648}{1000}} = 0,0034 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Перепад тиску на міжступеновому ущільненні визначається по формулі:

$$P_{\Gamma} = \gamma \cdot (H - H_{\text{ном}}) + P_{\text{м}},$$

де $P_{\text{м}}$ - перепад статичного тиску в пазусі міжступенового ущільнення, Па.

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

$$P_m = 850 \cdot 153,9^2 \cdot \frac{0,2205^2 - 0,071^2}{8} = 109670 \text{ (Па)}$$

$$P_T = 9,81 \cdot 850 \cdot (63,3 - 59,54) + 109670 = 141023 \text{ (Па)}$$

Витрата і ущільненні:

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

$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,071 \cdot 0,0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 141023}{850}} = 0,0114 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

Перепад тиску на барабані:

$$P_o = \gamma \cdot H_n,$$

де H_n – напір насосу, м.

$$P_o = 9,81 \cdot 850 \cdot 190 = 1584315 \text{ Па}$$

Витрата шпарини:

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

$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,128 \cdot 0,0002 \sqrt{\frac{2 \cdot 1584315}{850}} = 0,000491 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

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 ² ротора
ВАОВ 500 S-4	500	6000	1500	96,5	0,87	1,15	5,96	2,41	7,96

6 Охорона праці

Біологічні небезпечні фактори на підприємстві

Під час виконання своїх безпосередніх службових обов'язків на виробничому підприємстві працівники цього підприємства постійно піддаються небезпеці за рахунок впливу різної природи та походження шкідливих та небезпечних факторів. Частина цих факторів (за певних умов) може бути й повністю безпечною, частин – нейтральними, а ось третя частина – може нести потенційну або ж реальну загрозу для здоров'я людини (працівника промислового підприємства) або й навіть для її життя [20].

Серед цих факторів є й біологічні – тобто такі речовини або ж об'єкти біологічного походження, які можуть нести загрозу для життя чи здоров'я робітників даного промислового підприємства.

Вплив таких факторів може мати різну протяжність у часі [17]:

- довготерміновий вплив шкідливого або ж небезпечного біологічного фактору, коли увесь технологічний виробничий процес безпосередньо пов'язаний із впливом різних речовин чи то матеріалів біологічного походження на здоров'я та життя працівника промислового підприємства;

- короткотерміновий вплив шкідливого або ж небезпечного біологічного фактору, що виникає зазвичай у результаті утворення відходів на підприємстві, викидів різних речовин чи об'єктів тощо.

До обов'язків будь-якого відповідального керівника промислового підприємства, на території якого впроваджено технологічні виробничі процеси, пов'язані із використанням потенційно шкідливих біологічних факторів, належить розроблення та впровадження запобіжних заходів щодо постійного забезпечення необхідного рівня захисту робітників промислового підприємства, які потенційно можуть підпасти під шкідливий чи небезпечний вплив наявних на даному промисловому підприємстві біологічних факторів різної природи та походження.

Залежно від того, які безпосередньо характеристики потенційно небезпечних та шкідливих біологічних факторів беруть за основу, існують декілька різних способів класифікації цих факторів. Наведемо інформацію про найбільш поширені та найчастіше уживані з них.

За біологічною структурою потенційно шкідливі та небезпечні біологічні фактори на промисловому підприємстві можна розділити на наступні категорії [19]:

- патогенні мікроорганізми – до цієї групи належать будь-які бактерії, віруси, а також різного виду результати їхньої життєдіяльності, які потенційно можуть спричинити негативний (шкідливий або ж небезпечний) вплив на людину (робітника промислового підприємства або ж на сторонню особу);

- біологічно активні речовини – до даної групи належать різного виду та походження засоби для захисту рослин та тварин, кормові добавки для свійських тварин, ферменти, антибіотики, амінокислоти, які було отримано у результаті здійснення процесів з мікробіологічного синтезу різного виду та призначення речовин на промисловому підприємстві.

Залежно від їхнього походження потенційно шкідливі та небезпечні біологічні фактори на промисловому підприємстві можна розділити на наступні категорії:

- природні – до даної групи належать бідь-які фактори, що мають природне походження (такі, які виникли без безпосередньої участі людини), а саме: усілякі збудники інфекційних захворювань людей та тварин, а також природні відходи життєдіяльності тваринного світу, продукти різного виду залишків від здійснення діяльності з рослинництва;

- штучні (антропогенні) – до даної групи належать усілякі фактори, що мають штучне походження (такі, що виникли у результаті та під безпосереднім впливом від здійсненням людиною своєї діяльності), а саме усі штучно створені засоби, речовини, сиворотки, концентрати та іншого типу та виду продукти, які виникли як безпосередній результат від здійснення технологічних процесів з виробництва або ж переробки продукції, виробленої у сільському господарстві.

Залежно від їхнього впливу на стан робітників промислового підприємства (їхнє здоров'я та життя) потенційно шкідливі та небезпечні біологічні фактори на промисловому підприємстві можна розділити на наступні категорії [15]:

– алергенні біологічні фактори – до даної групи належать різноманітні фактори біологічного походження, які є найбільш поширеними за ступенем їхнього впливу на організм людини (працівника промислового підприємства), її здоров'я та життя. Вплив цих біологічних факторів призводить до виникненню у людини алергічних реакцій різного характеру. У абсолютній більшості випадків така специфічна реакція організму людини (працівника промислового підприємства або ж сторонньої особи) виникає на органіку рослинного або тваринного світу, на різноманітні бактерії та гриби, або ж на комах. У разі впливу алергенів на організм людини у працівника (робітника промислового підприємства) можуть виникати різноманітні реакції (миттєві або ж відкладені у часі). У першому випадку під час уже першого контакту з таким шкідливим чи небезпечним алергенним біологічним фактором співробітник (робітник, працівник) отримує відповідний сигнал від свого організму. У другому випадку вплив шкідливого або ж небезпечного алергенного біологічного фактору не так яскраво виражений і може відбуватися повільно та проходить у менш гострій формі (при цьому шкідливий вплив від його дії не стає менш небезпечним для людини та її здоров'я);

– інфекційні біологічні фактори – до цієї групи належать різноманітні біологічні фактори, які призводять до зараження людини (працівника промислового підприємства або ж сторонньої особи) інфекціями під час їхнього контакту з бактеріями, вірусами, грибами, спорами тощо. Найбільший ризик від шкідливого та небезпечного впливу саме цієї групи факторів існує для робітників (працівників) фермерських господарств, м'ясокомбінатів, птахофабрик, переробних підприємств харчової промисловості, а крім того також й різних організацій, які здійснюють технологічні процеси з переробки різноманітної сировини тваринного або ж рослинного походження. Серед результатів такого

зараження організму людини можна виділити наступні: порушення обміну речовин, імунодепресія (зниження імунітету організму людини), мікоз;

– токсичні біологічні фактори – до цієї групи біологічних факторів належать такі, що виникають у результаті виділення токсинів бактеріями (ендотоксини) та грибами (мікотоксини).

Якщо провести аналіз сфер діяльності людини з точки зору небезпеки від дії біологічних факторів на організм працівника, то можна визначити галузі, які найбільш пов'язані з потенційно шкідливим та небезпечним впливом біологічних факторів, а саме [18]:

- сільське господарство;
- тваринництво;
- харчова промисловість (переробка тваринної або рослинної сировини);
- хімічне виробництво;
- мікробіотехнологія;
- медицина.

Якщо з провести аналіз що професій, найбільш небезпечних з точки зору впливу потенційно шкідливих та небезпечних біологічних факторів, то можна виділити три групи професій, які найбільш сильно можуть піддаватися такому впливу, а саме [20]:

– робота, яка безпосередньо пов'язана із постійним впливом мікроорганізмів (виготовлення різного типу, виду та призначення біологічних або ж хімічних препаратів, робота з небезпечними та шкідливими інфекційними захворюваннями, лікування та піклуванням за інфекційними хворими);

– взаємодія з тваринами (свійськими, дикими, лабораторними) – сільське господарство, робота у різних наукових та науково-дослідних лабораторіях, охота, рибальство, забій свійських тварин, переробка різноманітної сировини тваринного походження, дресирування тварин;

– праця, яка безпосередньо пов'язана із впливом на людину (її організм та здоров'я) культурних чи диких рослин – рослинництво, виробництво

різноманітних лікарських засобів з рослин (як одомашнених так і диких), виготовлення кормів для потреб тваринництва тощо.

Біологічна безпека є гострою необхідністю для усіх тих працівників, хто безпосередньо або ж опосередковано пов'язаний із використанням різного виду та призначення медичних препаратів, медициною як такою взагалі, ветеринарією, сільським господарством (вирощуванням рослин та розведенням тварин), різними лабораторними та науково-дослідними роботами у відповідних наукових та дослідних установах різного спрямування [16].

Робітники (працівники, персонал), які зайняті у певних секторах економіки, професіях або ж на роботах із певними умовами праці, можуть піддаватися певному ступеню ризику від потенційно шкідливої та небезпечної дії різного виду, типу та походження біологічних факторів. Такий вплив може відбуватися у межах будь-якої професійної діяльності, яка передбачає постійний або тимчасовий контакт робітників промислового підприємства з людьми або різними продуктами антропогенного (штучного) походження, тваринами або ж продуктами тваринного походження, а також різними біологічними відходами, рослинами та харчовими продуктами.

Можна виділити перелік видів трудової діяльності людини, безпосередньо пов'язаних із потенційною небезпекою від дії біологічних факторів, а саме [17]:

- робота на підприємствах у сфері харчової промисловості;
- робота у сільському господарстві;
- виробництво кормів для тварин;
- робота у сфері охорони здоров'я;
- робота на сміттєпереробних заводах та очисних спорудах.

7 Економічна частина

Організація ремонтної служби на промисловому підприємстві

Із метою гарантованого належного забезпечення високого рівня технічного стану та раціональної й ефективної експлуатації основних засобів на кожному промисловому підприємстві машинобудівної галузі створюють відповідну ремонтну службу (ремонтне хазяйство). Ремонтна служба (ремонтне хазяйство) є цілим комплексом, який складається із конгломерату загальнозаводських, цехових та іншого підпорядкування підрозділів (відділів, ділянок тощо), головно задачею яких є здійснення відповідного комплексу визначених нормативними документами необхідних заходів щодо технічного обслуговування та ремонту промислового виробничого або невиробничого обладнання (устаткування, машин, механізмів тощо).

Для проведення ефективного обслуговування відповідного механічного обладнання (устаткування) ремонтну службу (ремонтне хазяйство) на промисловому підприємстві машинобудівної галузі доцільно створювати на засадах централізації, що у свою чергу буде означати наступне:

- Підпорядкування усіх наявних на промисловому підприємстві машинобудівної галузі матеріально-технічних та іншого виду ресурсів, необхідних для ефективного та оперативного проведення ремонтів усього наявного на підприємстві машинобудівної галузі механічного обладнання (устаткування) головному механіку цього конкретного машинобудівного виробничого підприємства;
- Організацію на промисловому підприємстві машинобудівної галузі централізованих спеціалізованих (вузько, або широко) ремонтних підрозділів та відповідних спеціалізованих діляниць у складі наявних на промисловому підприємстві технологічних виробничих підрозділів;
- Централізацію усього наявного на промисловому виробничому підприємстві машинобудівної галузі виробництва запасних частин для

наявного на виробництві обладнання (устаткування) у ремонтно-механічних підрозділах підприємства, які знаходяться у безпосередньому підпорядкуванні головного механіка машинобудівного виробничого підприємства;

- Організацію на відповідному машинобудівному виробничому підприємстві на його території (у приміщеннях) централізованого складського хазяйства та відповідального (із дотриманням усіх необхідних вимог нормативних документів) зберігання запасних частин до машинобудівного обладнання (устаткування) та матеріалів (сировини), необхідних для виконання на технологічних лініях підприємства усього комплексу технічного обслуговування та ремонту відповідного технологічного або ж нетехнологічного обладнання чи устаткування;
- Організацію забезпечення відповідного машинобудівного підприємства усім спектром необхідних для його нормальної та ефективної діяльності покупних запасних частин до обладнання чи устаткування, а також необхідними матеріалами (сировиною).

До переліку основних задач, які має повсякчасно та ефективно виконувати ремонтна служба відповідного виробничого підприємства машинобудівної галузі, щодо технічного обслуговування та ремонту виробничого обладнання (устаткування) можна віднести наступні:

- Планування усього необхідного спектру робіт, безпосередньо або опосередковано пов'язаних із ремонтом та технічним обслуговуванням машинобудівного обладнання (устаткування), а також складання графіку проведення цих робіт із урахуванням усіх необхідних факторів;
- Організацію та ефективне й негайне виконання усього комплексу робіт, пов'язаних із технічним обслуговуванням та ремонтом виробничого або невиробничого технологічного чи нетехнологічного обладнання та устаткування, наявного на території машинобудівного промислового виробничого підприємства;

- Виготовлення та відновлення (за такої можливості) усього необхідного спектру (номенклатури) запасних частин і вузлів до наявного на даному конкретному промисловому виробничому підприємстві машинобудівної галузі виробничого обладнання та устаткування, а також організацію їх зберігання для подальшого використання на цьому підприємстві, або для передачі на інше подібне виробництво;
- Розробку необхідних на даному підприємстві (з урахуванням особливостей його технологічного виробничого процесу) заходів щодо покращення (підвищення ефективності) робіт з технічного обслуговування та ремонту технологічного та нетехнологічного обладнання та устаткування машинобудівного підприємства.

Безпосередній та конкретний склад наявної на машинобудівному промисловому підприємстві ремонтної служби, а також повний перелік усіх обов'язків та відповідальність окремо узятих структурних підрозділів (служб, відділів тощо) та спеціалістів машинобудівне підприємство встановлює шляхом розробки та впровадження відповідних положень про діяльність структурних підрозділів цього підприємства, а також посадових інструкцій, розроблених на підприємстві для окремо узятих спеціалістів, з урахуванням усіх особливостей їхньої роботи. Такі посадові інструкції для окремо узятих спеціалістів зазвичай розробляють безпосередньо на самому машинобудівному підприємстві та затверджують на ньому ж з обов'язковим урахуванням усіх положень та вимог, викладених у прийнятому та затвердженому довіднику кваліфікаційних характеристик професій працівників (робітників).

До складу ремонтної служби на будь-якому виробничому підприємстві машинобудівної галузі входять на ступні підрозділи:

- Відділ головного механіка машинобудівного виробничого підприємства;
- Підрозділ з виробництва (або ж відновлення – у разі можливості проведення таких операцій) запасних частин для виробничого технологічного або ж нетехнологічного обладнання та устаткування, а

також виконання усіх необхідних робіт з технічного обслуговування та ремонту машинобудівного обладнання та устаткування;

- Склади, призначені для подальшого відповідального зберігання усього необхідного обладнання та устаткування, а також запасних частин для цього обладнання (устаткування).

У виробничих підрозділах машинобудівного підприємства у разі виникнення такої необхідності можуть бути створені відповідні ремонтні служби під безпосереднім керівництвом механіка цього окремо узятим структурним підрозділу підприємства (цеху, служби, відділу тощо).

У більшості випадків безпосереднє керівництво ремонтною службою на підприємстві машинобудівної галузі здійснює головний механік підприємства, який у свою чергу знаходиться у підпорядкуванні головному інженеру цього машинобудівного підприємства.

Безпосередню відповідальність за стан та збереженість усього обладнання та устаткування на машинобудівному підприємстві, а також за організацію та своєчасне здійснення ремонтних робіт на підприємстві покладають:

- У цілому по усьому машинобудівному підприємству – на головного інженера та головного механіка цього підприємства;
- У окремо узятих структурних одиницях (підрозділах, цехах, службах тощо) – на начальника та механіка цього окремого підрозділу.

З метою компенсації зношування деталей обладнання та устаткування машинобудівного підприємства, а також для підтримання цього обладнання та устаткування у нормальному робочому стані, на підприємстві необхідно повсякчасно та системно проводити необхідний комплекс ремонтних робіт, а також усіх необхідних превентивних заходів, серед яких найголовнішим є технічна діагностика стану обладнання та устаткування.

Під технічним обслуговуванням машинобудівного технологічного обладнання та устаткування зазвичай розуміють цілий комплекс різних операцій, які спрямовані на підтримання працездатності та/або справності обладнання (устаткування) під

час його використання на цьому машинобудівному підприємстві за його основним призначенням, а також під час простою цього обладнання, його зберігання та транспортування.

Під ремонтом машинобудівного технологічного обладнання та устаткування розуміють цілий комплекс широкого спектру дій (операцій), спрямованих на відновлення та підтримування справності, працездатності або ж ресурсу промислового технологічного або нетехнологічного обладнання (устаткування) або ж усіх його складових елементів (деталей, вузлів тощо).

Зношування промислового технологічного машинобудівного обладнання у процесі його експлуатації, а також неефективна та нераціональна організація служби технічного обслуговування та ремонту можуть у результаті призвести до різкого зростання тривалості простоїв обладнання та устаткування у ремонті, до різкого зниження якості обробки деталей та вузлів на технологічних лініях з виробництва та зростання кількості браку, та відповідно до значного зростання усіх витрат, пов'язаних з організацією та проведенням усіх ремонтних робіт.

Список літератури

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна 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.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.

12. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 308 с.
13. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.
14. Основи наукових досліджень : навч. посіб. / М. Мальська, Н. Паньків. – Львів : Львівський нац. ун-т ім. І. Франка, 2020. – 226 с.
15. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 322 с.
16. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.
17. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.
18. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
19. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – 553 с.
20. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
21. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

22. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. I. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
23. 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.
24. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ, 2020. – 212 с.
25. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
26. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
27. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
28. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика": для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2013. — 48 с.
29. Планування та організація діяльності підприємства : навчальний посібник / Г. Б. Веретенникова, В. В. Томах, І. М. Геращенко. – Харків : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. – 210 с.