

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

Розробка відцентрового насоса на параметри $Q = 2900 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 145 \text{ м}$

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

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

Виконавець роботи

Кириленко Максим Русланович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

к.т.н., доцент
науковий ступінь, учене звання

Ратушний Олександр Валерійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

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.
“ ___ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ до випускної роботи бакалавра студенту

Кириленко Максиму Руслановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=2900 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=145 \text{ м}$ »

затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20 __ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 2900 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 145 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 3000 \text{ об/хв.}$, перекачувана рідина – чиста холодна вода.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які належить виконати):

вибір та обґрунтування оптимальної конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відповідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна, розділ з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення відвода, складальне креслення насоса, креслення ротора, монтажне креслення насосного агрегата.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика відцентрових насосів	до 25.05.2022	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		
7	Оформлення звіту з практики		
8	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 1.05.2022	
9	Розрахунок кінцевого ущільнення		
10	Розрахунки на міцність		
11	Розрахунки з вибору підшипників		
12	Креслення робочого колеса	до 6.05.2022	
13	Складальне креслення насоса	до 15.05.2022	
14	Монтажне креслення насоса	до 22.05.2022	
15	Оформлення ПЗ та графічних матеріалів	до 27.05.2022	
16	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 1.06.2022	
17	Перевірка роботи на плагіат.	до 10.06.2022	
18	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 13.06.2022	
19	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 14.06.2022	
20	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	19-20.06.2022	

Дата видачі завдання - 01.02.2023 р.

Студент

Кириленко М. Р.

Керівник

Ратушний О. В.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка, виконана згідно [1]: 63 с., 21 рисуноків, 12 таблиць, додатки, 7 літературних джерел.

Графічні матеріали: 6 листів формату А1: загальна компоновка насоса (розріз), ротор в сборі, геометрія проточної частини робочого колеса та відводу, креслення робочого колеса, креслення валу.

Мета роботи – розробка насоса відцентрового типу на параметри $Q=2900$ м³/год, $H=145$ м, $n=3000$ об/хв.

Відповідно до поставленої мети було:

- проведено аналіз і обрана оптимізаційна конструктивна схема насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки проточної частини насоса, що проектується (робоче колесо, відвод);
- виконано розрахунки на міцність вала і шпонкового з'єднання;
- проведений розрахунок та вибір підшипників, ущільнень;
- вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

Ключові слова: насос, робоче колесо, відвідний пристрій, міцність.

У розділі охорони праці виконано:

1. Техніки безпеки при обслуговуванні насосу відцентрового типу.
2. Техніка безпеки при проведенні ремонтних робіт на насосному обладнанні.

Зміст

ВСТУП.....	5
1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	6
2. Розрахунок та проектування робочого колеса	8
3. Розрахунок та проектування спірального відводу.....	33
4 Розрахунок гідродинамічних сил	40
4.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	40
4.2 Радіальна сила.....	41
5 Розрахунок вибору привода насоса	42
6 Розрахунки на міцність.....	47
6.1 Конструювання вала	47
6.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	47
6.3 Розрахунок валу.....	49
6.3.1 Перевірний розрахунок вала.....	51
7. Розрахунок шпонкового з'єднання	54
8. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	57
9 Розділ з охорони праці.....	57
Список використаної літератури	62

					<i>6.131. БР.000.00 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Кириленко</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушний</i>			4	70	
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ, гр.ГМ-91-1</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Ратушний</i>					
<i>Затверд.</i>							

**Пояснювальна
записка**

ВСТУП

З давніх давен одними з перших були спроектовані та виготовлені технічні системи, які виконували для людства корисну роботу по підйому та транспортуванню води. Зараз дані системи відомі під загальною назвою «насоси», а їх значення та поширення в усіх галузях машинобудування зросло найсуттєвішим чином у порівнянні з минулими історичними епохами. Початок ери розвитку насосів розпочався фактично з першого пуску водопідйомного механізму.

На сьогоднішній день насоси – це дуже різноманітний і розповсюджений тип машин і механізмів, без яких не може обійтись жодна сфера життєдіяльності людей: Насосне устаткування у різних галузях споживає 25-60% всієї енергетичної потужності промисловості. При цьому майже 75% енерговитрат припадає на динамічні насоси.

В Україні експлуатується значна кількість насосів різних типів, при чому багато з цього обладнання експлуатуються вже понад 40 років. Виходячи із зазначеного вище, сучасні промисловість і господарство потребують розроблення нових насосів. Проектування якісного та енергоефективного обладнання, в тому числі насосів типу «Д», дозволить зменшити експлуатаційні затрати на обслуговування насосного обладнання, а також, завдяки новим матеріалам та методам обробки зменшити металоємність складових частин та здешевити їх виготовлення.

Все це набуває особливої значущості ще і з урахуванням сучасних проблем повоєнного відновлення держави.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

1.1 Конструктивні особливості насосів типу «Д».

При відносно високих подачах ($Q > 12500 \text{ м}^3/\text{год}$), але низьких напорах ($H < 160 \text{ м}$) зазвичай застосовуються насоси двостороннього входу типу Д. Такі насоси призначені для перекачування чистих і злегка забруднених нейтральних рідин. Насоси типу Д застосовуються в системах водопостачання, меліорації, як циркуляційні тощо.

Насос типу Д (рис. 1.1) – горизонтальний одноступеневий. Корпус насоса має роз'єм у горизонтальній площині, що проходить через вісь ротора. Корпус складається з двох частин – нижньої частини та кришки, які з'єднані між собою шпильками. У корпусі відлиті канали напівспірального підводу та спірального відводу. Вхідний та напірний патрубки відлиті спільно з нижньою частиною корпусу та спрямовані горизонтально у протилежні сторони, що дозволяє проводити огляд внутрішніх порожнин насоса без від'єднання трубопроводів. У корпусі виконані отвори, для випуску повітря, зливу води з насоса, приєднання манометрів, які закриті пробками, а також отвори відбору води для затвора сальника.

Ротор 4 насоса являє собою самостійну складальну одиницю завдяки цьому насос має гарну ремонтпридатність. Ротор складається з валу, робочого колеса, комплекту захисних втулок та напівмуфти. Робоче колесо двостороннього входу, завдяки чому ротор насоса теоретично врівноважується від дії осьової сили та покращуються кавітаційні характеристики насоса. Робоче колесо встановлюється на вал на шпонці рухомою посадкою.

Кінцеві ущільнення 2 насоса сальникового типу з гідравлічним затвором, здійснюваним рідиною, що перекачується. Запірна рідина підводиться від напірної порожнини спірального відводу по спеціальних трубках із запірними кранами.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Опорами ротора можуть бути підшипники кочення або ковзання, залежно від потужності насоса. Мастило підшипників консистентне або картерне з використанням маслоподаючого кільця. До торцевих коритоподібних кронштейнів корпусу шпильками приєднуються роз'ємні корпуси 1 підшипників. У корпусах підшипників передбачено камери водяного охолодження. Залишкове осьове зусилля сприймається підшипником, обійми якого зафіксовані в осьовому напрямку.

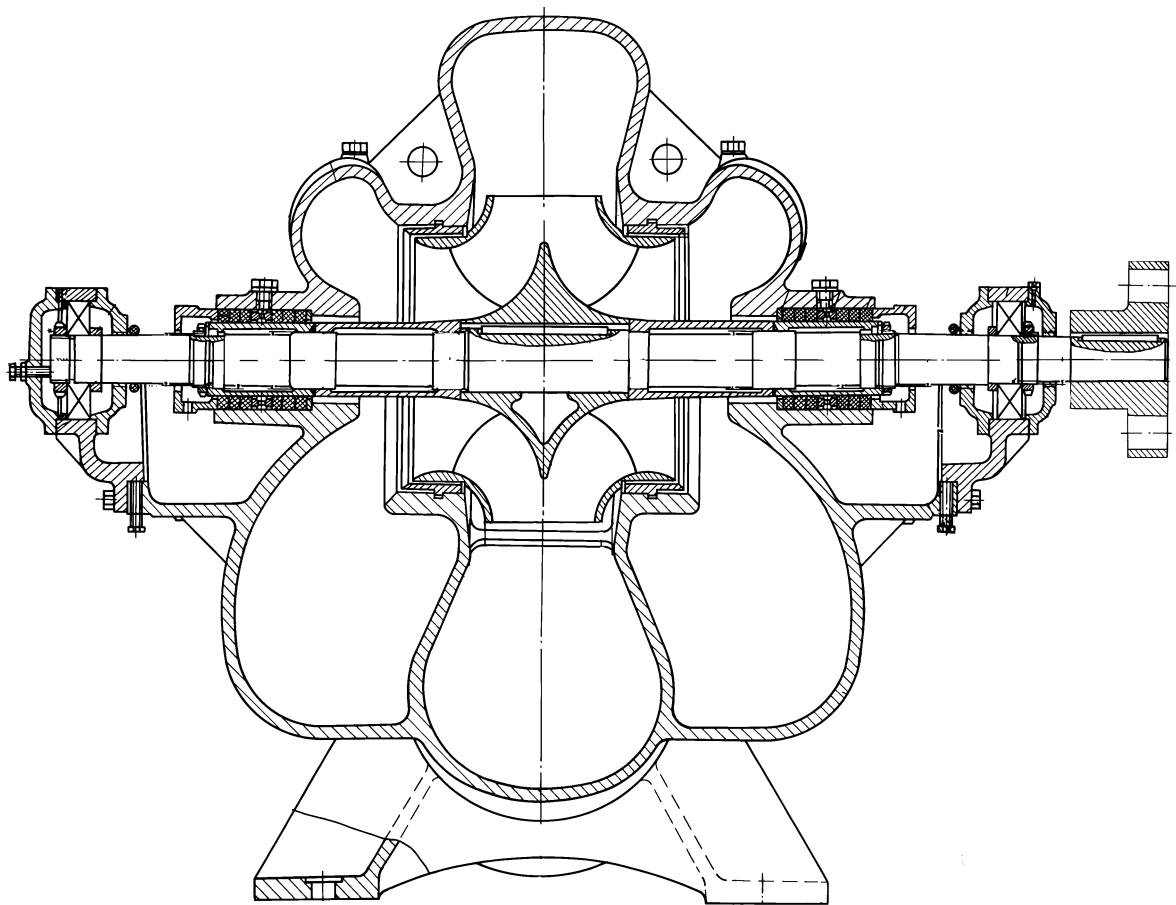


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема насоса

Насос з електродвигуном з'єднується пружно-пальцевою муфтою 5. Залежно від розміру насос може поставлятися з електродвигуном на загальних або роздільних фундаментних рамах. Деякі типи насоса випускаються з двома робочими кінцями валу для забезпечення можливості використання в умовах експлуатації різного напрямку обертання двигунів.

									Арк.
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131. БР.000.00 ПЗ				

2. Розрахунок та проектування робочого колеса.

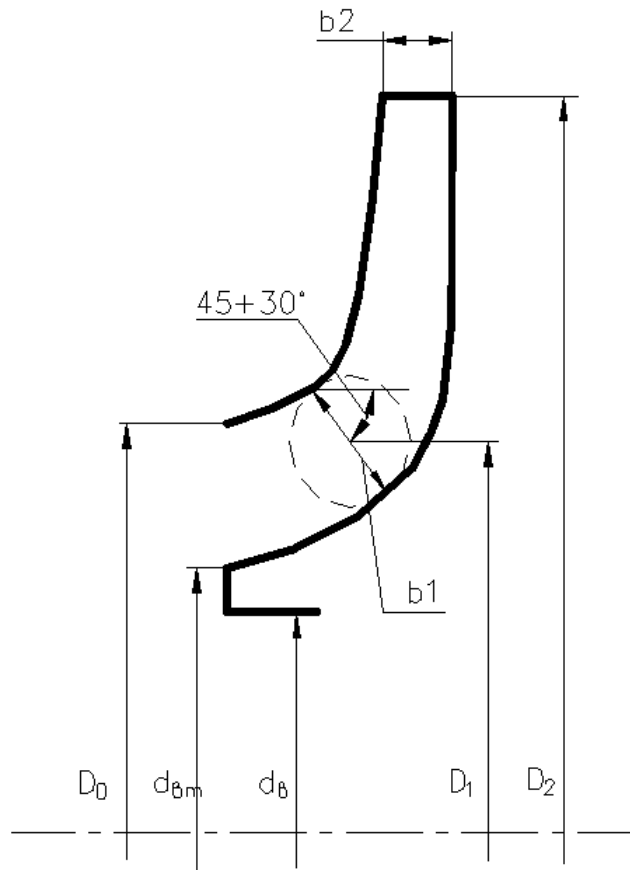


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q_H = 2900$ [м³/год].

Напір: $H = 145$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Число потоків - $j = 2$.

Густина рідини - $\rho = 998$ [кг/м³]

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [2-4].

2.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (2.1)$$

Подача ступені:

$$Q = \frac{Q_H}{j} \quad (2.2)$$

$$Q = \frac{2900}{2} = 1450 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Тоді:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{1450}{3600}}}{(145)^{3/4}} = 166,3$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається наступним чином:

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (2.3)$$

Де $K_{ex} = 3.5 \div 5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо $K_{вх} = 3,5$

$$D_{1пр} = 3,5 \cdot \sqrt{\frac{1500}{3000 \cdot 3600}} = 0.18 \text{ [м]}$$

Далі визначаємо повний ККД насоса

Об'ємний ККД:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (2.4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 166^{-(2/3)}} = 0,976$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гідравлічний ККД:

$$\eta_r = \frac{0.42}{[\lg D_{1пр} - 0,172]^2} \quad (2.5)$$

$$\eta_r = \frac{0.42}{[\lg 0,18 - 0,172]^2} = 0,905$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 166^2} = 0,969$$

Зовнішній механічний ККД знаходиться у межах $\eta_{мех} = 0,95 \div 0,99$.

Обираємо $\eta_{мех} = 0,98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_r \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех} \quad (2.7)$$

$$\eta = 0,976 \cdot 0,905 \cdot 0,969 \cdot 0,98 = 0,84$$

Визначаємо подачу робочого колеса:

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (2.8)$$

$$Q_{рк} = \frac{1450}{0,976} = 1490 \text{ [м}^3\text{/год].}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Визначаємо теоретичний напір робочого колеса

$$H_T = \frac{H}{\eta_r} \quad (2.9)$$
$$H_T = \frac{145}{0,905} = 160 \text{ [м]}.$$

Визначаємо потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (2.10)$$

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 145 \cdot 2900}{0,84 \cdot 3600} = 1361394 \text{ [Вт]} = 1361 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1,1 \quad (2.11)$$
$$N_{max} = 1361 \cdot 1,1 = 1498 \text{ [кВт]}$$

Визначаємо діаметр валу під робочим колесом із розрахунку на кручення

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.12)$$

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

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (2.13)$$
$$M = \frac{30 \cdot 1498000}{3,14 \cdot 3000} = 4768 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 250 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4768}{3,14 \cdot 250 \cdot 10^5}} = 0,99 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 100 \text{ [мм]}$

Визначаємо діаметр втулки

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B \quad (2.14)$$
$$d_{BT} = 1,22 \cdot 0,100 = 0,122 \text{ [м]}$$

Визначаємо діаметр вхідної воронки робочого колеса

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (2.15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,122^2} = 0,22 \text{ [м]}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо швидкість потоку на вході в робоче колесо:

$$V_0 = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{рк}} \cdot n^2}{3600}} \quad (2.16)$$

$$V_0 = 0,07 \cdot \sqrt[3]{\frac{1490 \cdot 3000^2}{3600}} = 6,6 \text{ [м/с]}$$

2.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = D_0 = 0,22 \text{ [м]}$

В першому наближенні меридіанну швидкість на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймають:

$$V_{1m'} = V_0 = 6,6 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (2.17)$$

де $\psi_1 = 1.15 \dots 1.30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 6,6 \cdot 1,25 = 8,25 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо;

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

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,22 \cdot 3000}{60} = 34 [\text{м/с}]$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot Q_{\text{рк}}^2}{3600^2}}}{D_1} \quad (2.20)$$

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot Q_{\text{рк}}^2}{3600^2}}}{D_1} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1490^2}{3600^2}}}{0,22} = 4,5 [\text{м/с}]$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{8,25}{34 - 4,5} = 16^\circ$$

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.21)$$

$$\beta_1 = 16 + 7 = 23^\circ$$

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

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

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

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = 5$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.22)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,11 \cdot \sin 23}} = 1,24$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,25 - 1,24| = 0,01$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ; \psi_1 = 1.15 \dots 1.3.$$

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (2.23)$$

$$b_1 = \frac{1490/3600}{3,14 \cdot 0,22 \cdot 8,25} = 0,49 \text{ [м]}$$

2.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n} \quad (2.24)$$

Де m_2 при $n_s > 100$:

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{1}{6}} \quad (2.25)$$

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{166}{100}\right)^{\frac{1}{6}} = 20,81$$

Тоді:

$$D_2 = 20,81 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 145}}{3000} = 0,38 \text{ [м]}$$

Кінцеве значення D_2 визначається з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{2m}^* = (0,8 \dots 1,1) \cdot V_{1m} \quad (2.26)$$

$$V_{2m}^* = 1,04 \cdot 8,25 = 8,56 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (2.27)$$

Де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с

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

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,07$.

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}^* = 1,07 \cdot 8,56 = 9,2 \text{ [м/с]}$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (2.28)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 166 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 166^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 166^3 = 1,302$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,302 \cdot \frac{1,07}{1,25} \cdot \frac{9,2}{8,25} \cdot \sin 23^\circ \right) = 23,5^\circ$$

Колова швидкість на виході із робочого колеса визначається, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (2.29)$$

Де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса при $z = \infty$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z} \quad (2.30)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2 \quad (2.31)$$

Де $V_{2u\infty}$ знаходиться з трикутника швидкостей:

$$V_{2u\infty} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}^*}{\operatorname{tg} \beta_2}$$
$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,38 \cdot 3000}{60} - \frac{8,56}{\operatorname{tg} 23,5} = 38 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 0,38 \cdot 3000}{60}}{38} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 23,5 = 0,721$$

$$H_{T\infty} = \frac{145}{0,905 \cdot 0,721} = 222,2 \text{ [м]}$$

$$U_2 = \frac{9,2}{2 \cdot \operatorname{tg} 23,5} + \sqrt{\left(\frac{9,2}{2 \cdot \operatorname{tg} 23,5}\right)^2 + 9,81 \cdot 222,2 + 4,5 \cdot 34} = 60,4 \text{ [м/с]}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.32)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 60,4}{3,14 \cdot 3000} = 0,393 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 400 \text{ [мм]}$.

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.33)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot \sin 23,5}} = 1,075$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,07 - 1,075| = 0,005$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.34)$$

$$b_2 = \frac{1490/3600}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 9,2} = 0,0362 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 37 \text{ мм}$.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2.4 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (2.35)$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.36)$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (2.37)$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;
 b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуюмо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3 / c :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (2.38)$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (2.39)$$

2.5 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (220^2 - 122^2) = 26310 \text{ [мм]}$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = 3,14 \cdot 400 \cdot 37 = 46472 \text{ [мм]}$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуюмо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Таблиця 2.1 - Данні розрахунку

№	b_i , мм	r_i мм	Δl_i мм	F_i мм
1	49	85,5	-	26310
2	50,16	87,5	17,14	27563
3	50,29	93,81	31,67	29627
4	48,8	107,23	49,2	32862
5	45,91	123,5	63,93	35607
6	43,62	135,9	73,13	37228
7	42,08	150,5	84,37	39771
8	39,21	178	107,66	43831
9	37	200	128,6	46472

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

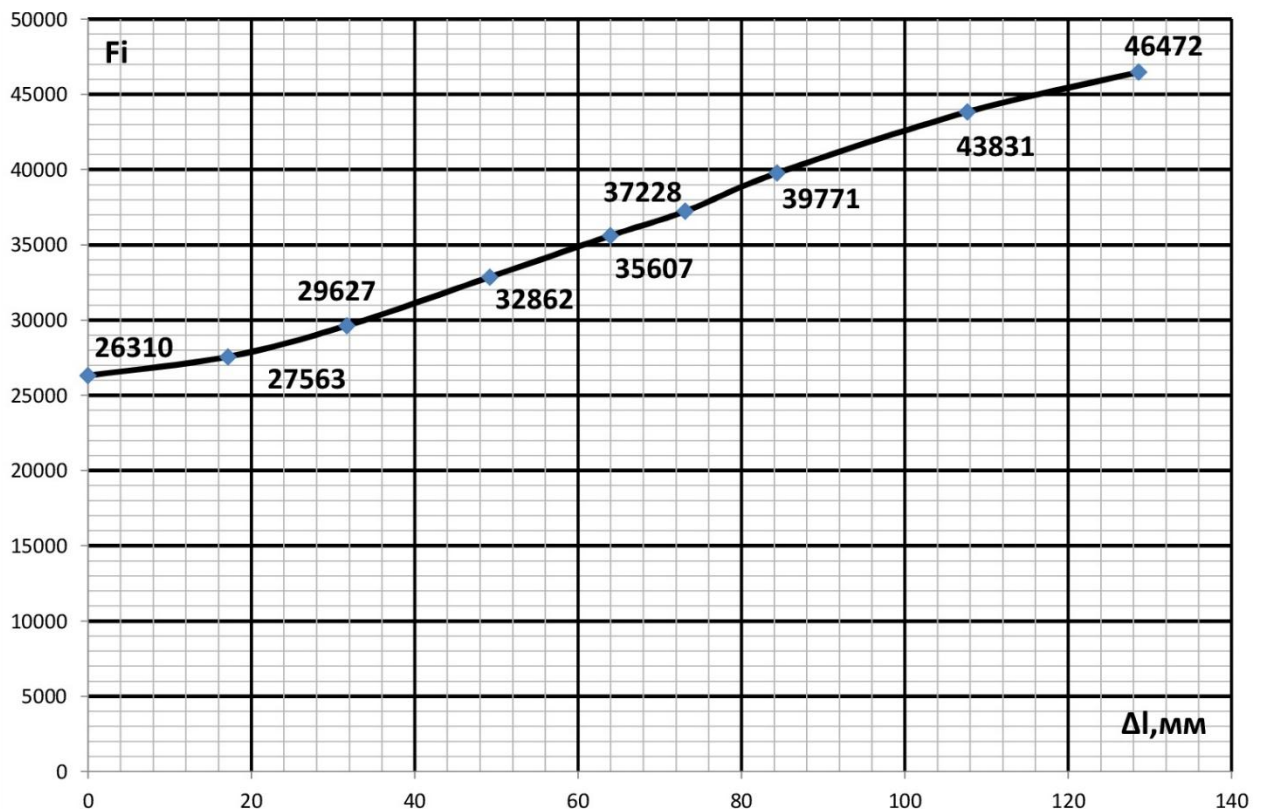


Рисунок 2.1- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

22

2.6 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні РК одержала поширення схема рівношвидкісного потоку, по якій меридіанна швидкість v_m приймається постійною уздовж нормалі.

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s = 50 \dots 200$ $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.2.3.

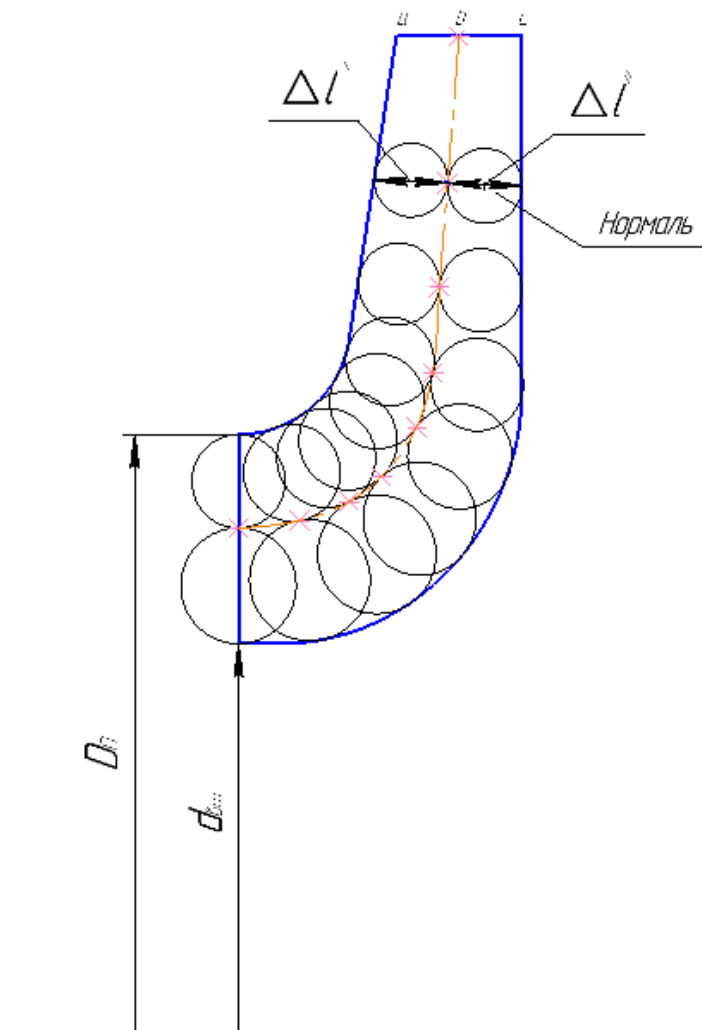


Рисунок 2.3 – Побудова лінії току

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

23

2.7 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (2.40)$$

де $R_{\text{к.ц.}}$ - радіус конформного циліндра;

C - константа,

Приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 200$ мм; $C = 10$, тоді:

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20[\text{мм}]$$
$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (2.41)$$

де $\Delta \varphi = 10^\circ$ - кут між меридіанним перетином циліндра, тоді:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$\Delta S = \frac{200 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 35 \text{ [мм]}$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для $n_s = 100 \dots 300$ $\Theta = 80 \dots 110^\circ$.

Приймаємо кутом обхвату $\Theta = 90^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const \quad (2.42)$$

де $r_{срi}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 2.3).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком 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 РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовлений на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (2.43)$$
$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 200}{7} = 179,4 \text{ [мм]}$$

Кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\theta \geq 1,5 \cdot t^0$$

де $t^0 = 360/z$. (2.44)

Кут обхвату лопаті в плані задовольняє умові (2.42):

$$t^0 = \frac{360}{7} = 51^\circ$$
$$90^\circ > (1,5 \cdot 51 = 76,5^\circ)$$

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

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (2.45)$$

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Розрахунок по розбивці ліній току на відрізки проводимо в табличній формі.

Таблиця 2.2 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6
$r_{ц.т.}$	190	172,5	156	141,5	128,5	119
Δl	19,0	17,25	15,6	14,15	12,85	11,9
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.3 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7
$r_{ц.т.}$	190	172,5	156	141,5	128	116	107
Δl	19,0	17,25	15,6	14,15	12,8	11,6	10,7
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.4 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8
$r_{ц.т.}$	190	172,5	156	141	128	116	105	96
Δl	19,0	17,25	15,6	14,1	12,8	11,6	10,5	9,6
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10	10

2.8 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60}$$

де $D_{вх}$ - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м; по рис.4:

Струминка a:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,2454 \cdot 3000}{60} = 38 \text{ [м/с]}$$

Струминка b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,22 \cdot 3000}{60} = 34 \text{ [м/с]}$$

Струминка с:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,1906 \cdot 3000}{60} = 29,4 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot Q_{\text{рк}}^2}{3600^2}}}{D_{\text{вх}}}$$

Струминка а:

$$V_{1ua} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1534,3^2}{3600^2}}}{0,2454} = 4,0 \text{ [м/с]}$$

Струминка б:

$$V_{1ub} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1534,3^2}{3600^2}}}{0,195} = 4,65 \text{ [м/с]}$$

Струминка с:

$$V_{1uc} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1534,3^2}{3600^2}}}{0,1906} = 5,11 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}$$

Струминка а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{10,7}{38 - 4,0} = 18^\circ$$

Струминка б:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{10,7}{34 - 4,43} = 20,0^\circ$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Струминка с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{10,7}{29,4 - 5,11} = 18^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

Струминка а:

$$\beta_{1a} = 18 + 2 = 20^\circ$$

Струминка б:

$$\beta_{1b} = 20 + 3 = 23^\circ$$

Струминка с:

$$\beta_{1c} = 18 + 7 = 25^\circ$$

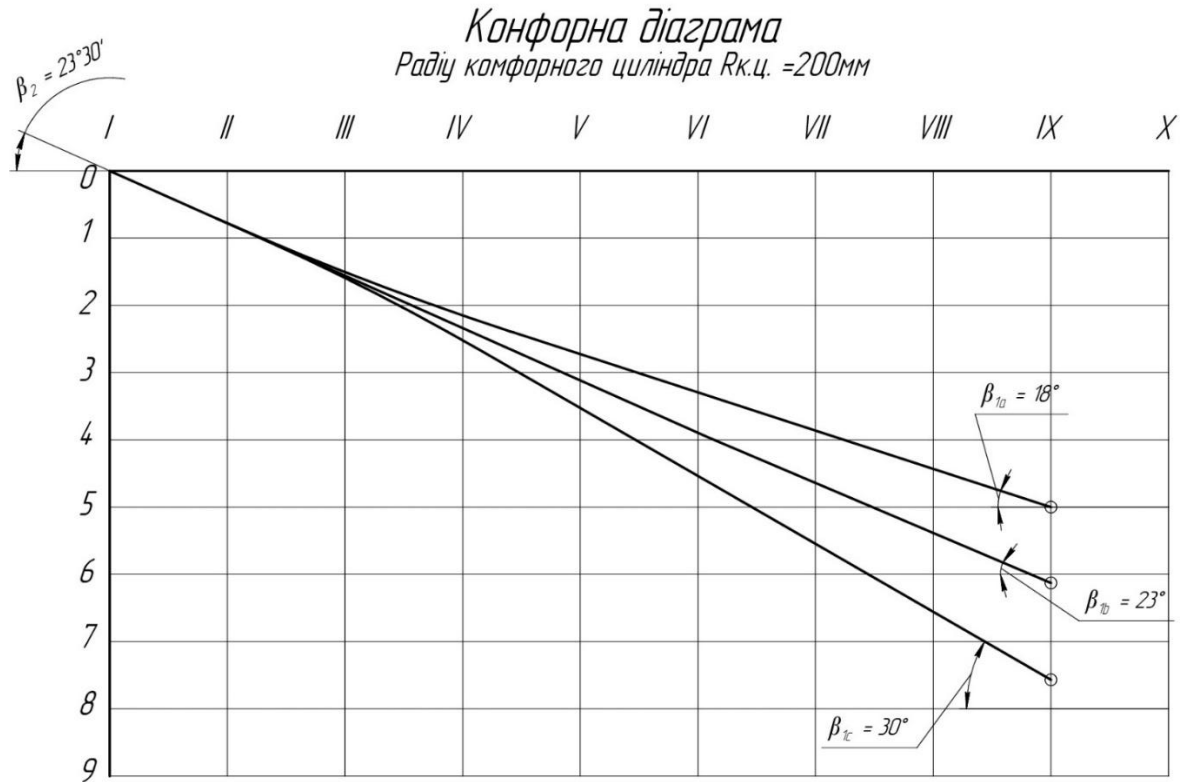


Рисунок 2.4 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

29

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

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через ось робочого колеса.

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

Для переносу відповідних точок з комфортної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовується відношення:

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

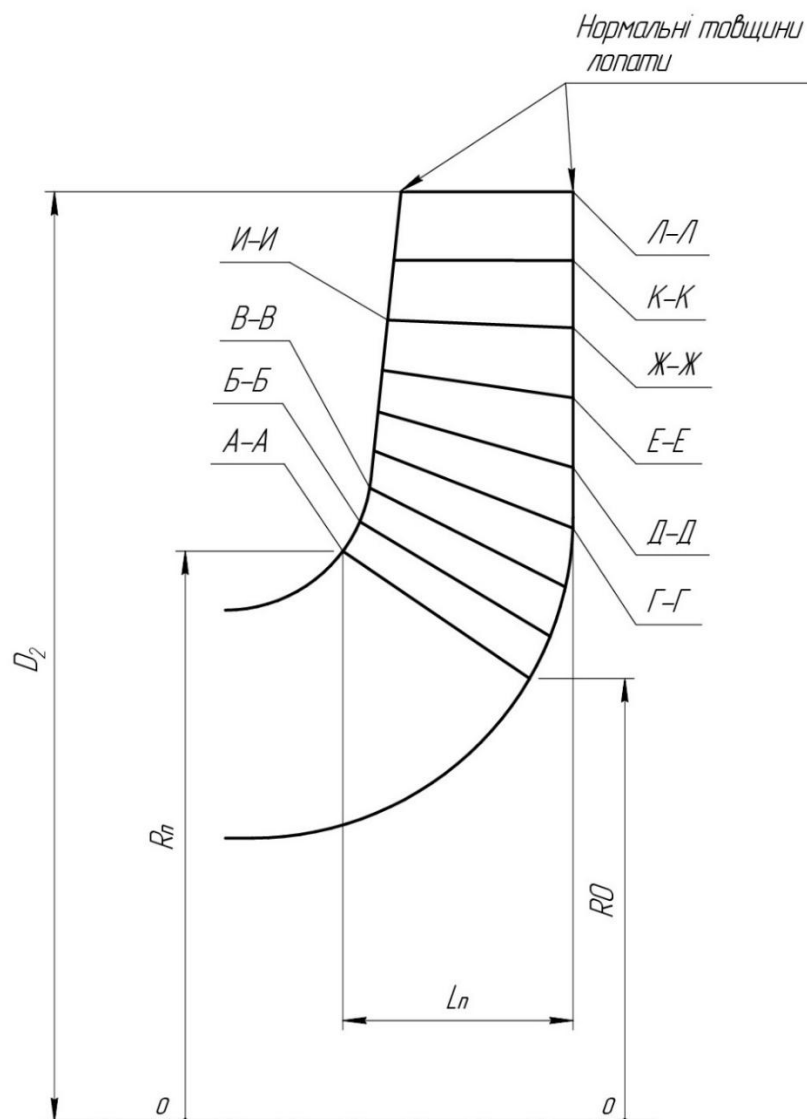


Рисунок 2.5 - Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

									Арк.
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131. БР.000.00 ПЗ				

2.10 Побудова лопаті в плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті.

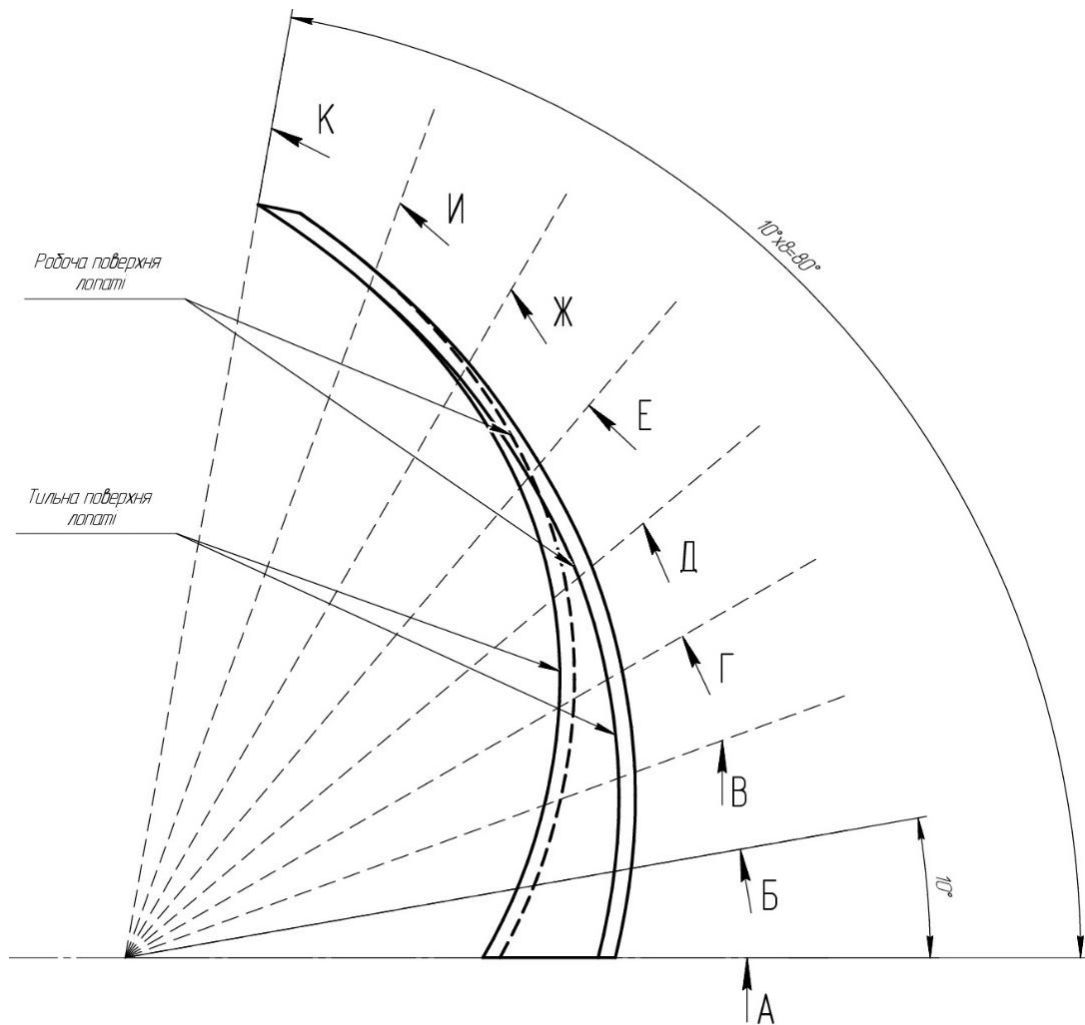


Рисунок 2.6 - Лопать в плані

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

31

3. Розрахунок та проектування спірального відводу

Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 2900 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір насоса	$H = 145 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 3000 \text{ [об/хв]}$
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 166$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0.905$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 400 \text{ [мм]}$
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 74 \text{ [мм]}$

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [4-5].

Розрахунок та проектування спіральної камери. Визначення діаметру початкового кола D_3 та ширини входу в спіраль b_3 . Розміри D_3 та b_3 є постійними для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендовано вибрати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між р.к. та відводом та мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (3.1)$$
$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 162) \cdot 0,2 = 0,232 \text{ [м]}$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини р.к..

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = m \cdot b_2 \quad (3.2)$$

Де $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,074 = 0,1295 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_3 = 0,13 \text{ [м]}$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h та кутом γ
 $a/h = 0.2 \dots 0.3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 - 60$.

$a/h = 0.25 \dots 0.5$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0.45$, Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0.5 \dots 0.7) \cdot b_3 \quad (3.3)$$

$$r' = 0,5 \cdot 0,13 = 0,065 \text{ [м]}$$

Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{сп}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s і може бути вибраний із таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

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

Визначення пропускної здатності спіралі $A_{сп.розр.}$

Пропускную здатність спіралі визначають по заданим параметрам подачі, напору та n :

$$A_{сп.розр.} = \frac{\varphi_{сп}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g} \quad (3.4)$$

$$A_{сп.розр.} = \frac{330}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,904 \cdot 2900 \cdot 3000}{30 \cdot 145 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,1449 \text{ [м]}$$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графологічний метод. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі (табл. 3.2). В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}} \quad (3.5)$$

Де $\Delta r_i = 40$ [мм].

Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n} \quad (3.6)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 145 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,905 \cdot 3000} = 5,272 \left[\frac{\text{М}^2}{\text{с}} \right]$$

Таблиця 3.2 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	232	130	0,677	0,609	0,128	0,14
2	272	147	0,541	0,5335	0,1125	0,263
3	312	164	0,526	0,52	0,11	0,383
4	352	181	0,514	0,5095	0,107	0,5
5	392	198	0,505	0,5015	0,106	0,615
6	432	215	0,498	0,495	0,104	0,73
7	472	232	0,492	0,489	0,103	0,84
8	512	249	0,486			

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\cdot \Delta r_i = 6$ [мм]. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

По табличним даним будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q = Q_{роз.}$ і радіус H_8 буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі - площі розрахункового перерізу $F_{роз.}$.

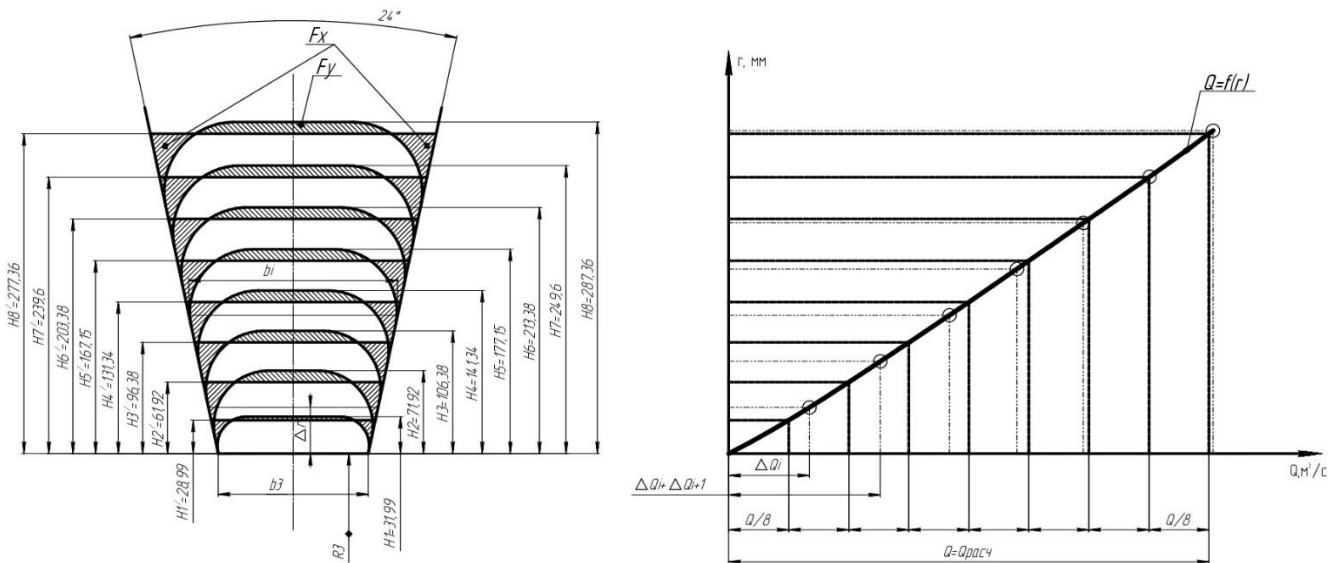


Рисунок 3.1 – Побудова меридіональних перерізів відводу

Гострі кути трапеції з кругляємо радіусом r_0 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x та F_y .

Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$.

Будуємо приведену площу $F_{роз.}$. Критерієм правильності визначення $F_{роз.}$ є умова:

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} \quad (3.7)$$

де $A_{сп.граф.}$ - пропускну здатність, знайдена аналітичним способом.

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (3.8)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийmemo $\rho = R_3 = 232[\text{мм}]$.

$F_{\text{пр}} = 33098 [\text{мм}^2]$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{\text{сп.граф.}} = \frac{33098}{232} = 142,7 [\text{мм}] = 0.1426 [\text{м}]$$

Тоді

$$\frac{A_{\text{сп.граф.}}}{A_{\text{сп.розр.}}} = \frac{0.1426}{0.1449} = 0.98$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

Визначення площі проміжних перерізів.

Площа проміжних перерізів визначається графічним способом, використовуючи графік $Q = f(r)$. Для цієї ділянки прямої осі від до ділимо на 8 рівних частин, а потім побудовою отримуємо відповідні проміжні перерізи трапеції.

Розрахунок дифузорові частини відводу.

Дифузор починається від розрахункового перерізу 8 та закінчується напірним патрубком $D_{\text{вих}}$:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (3.9)$$

Де $V_{\text{вих}} = 2 \dots 8 [\text{м/с}]$ - середня швидкість в напірному патрубку.

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 4,25, [\text{м/с}]$, тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2900}{3,14 \cdot 4,25 \cdot 3600}} = 0.491 [\text{м}]$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 500 \text{ мм}$.

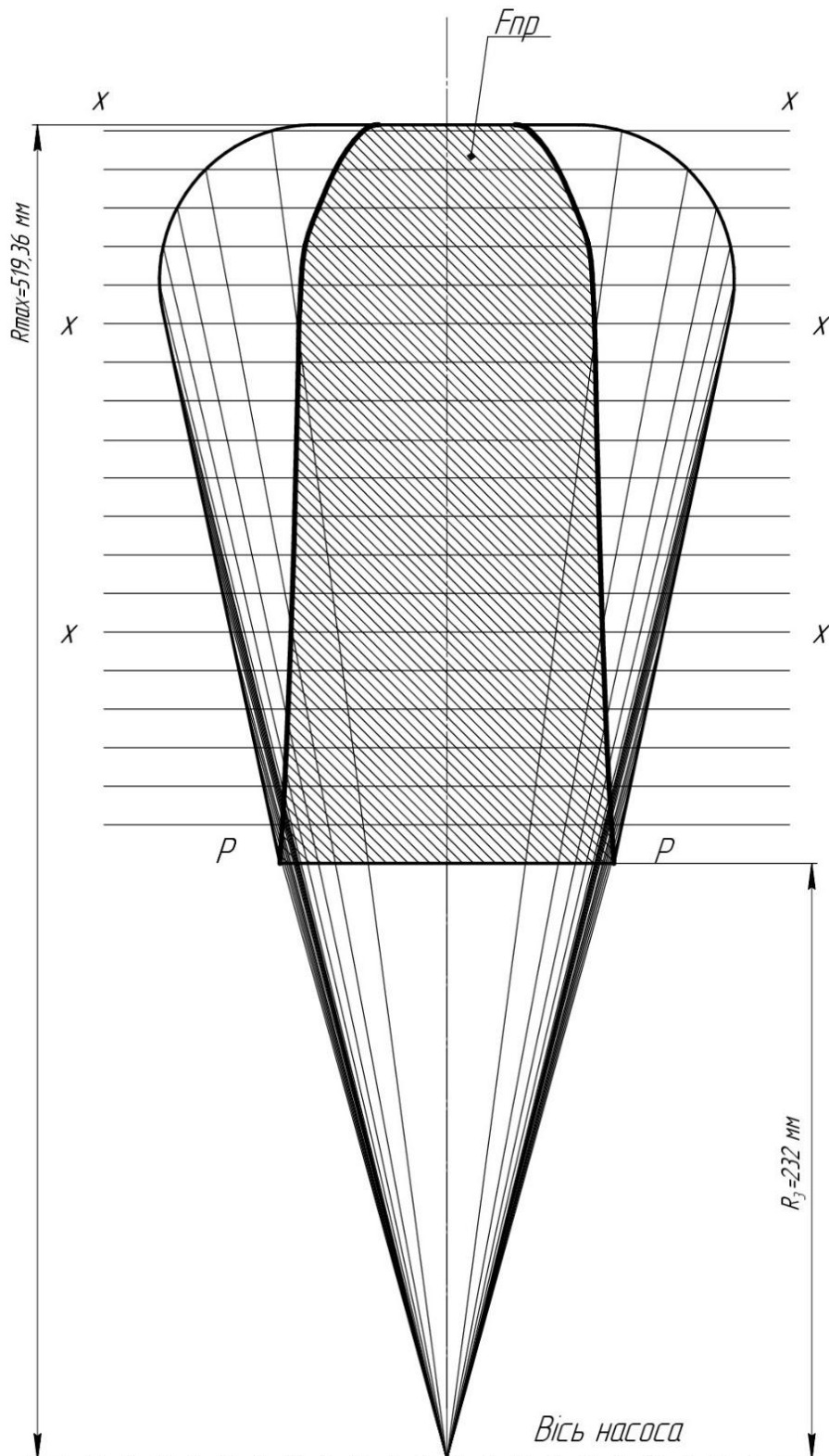


Рисунок 4.2 – Побудова приведенного перерізу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

37

Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg \left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L} \right) \quad (3.10)$$

Де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 12^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 12^\circ$.

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр розрахункового переізу.

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}} \quad (3.11)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.033}{3.14}} = 0,205[\text{м}]$$

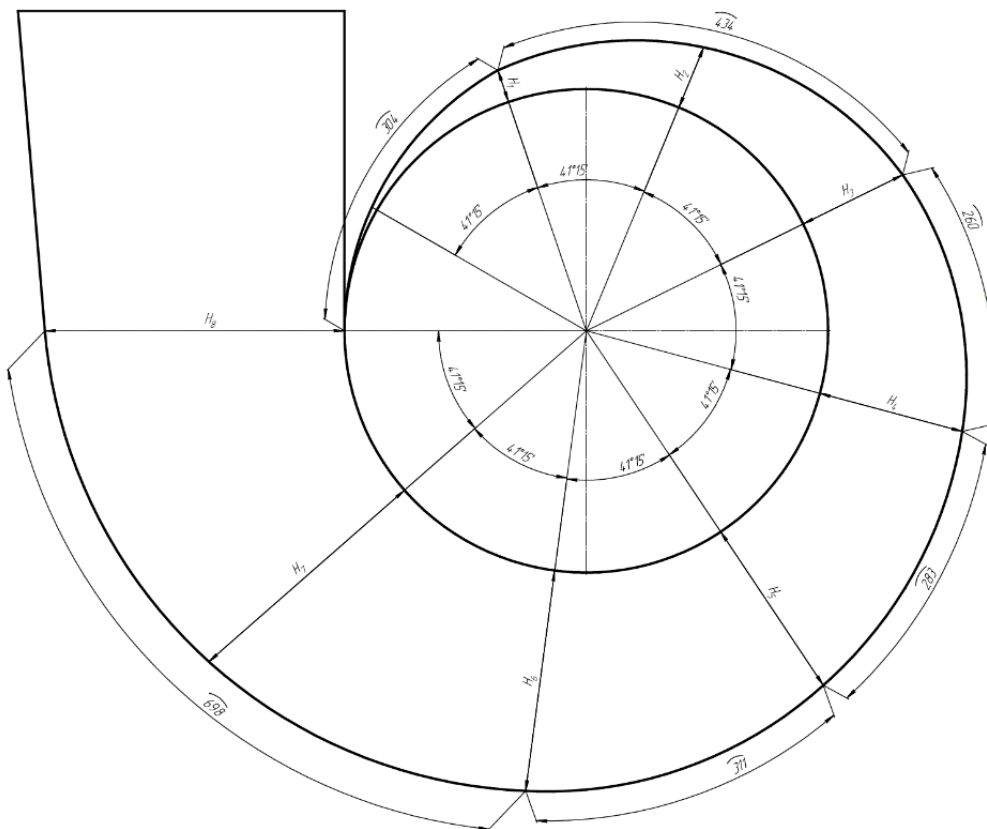


Рисунок 3.3 – План спірального відводу

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)} \quad (3.12)$$

$$L = \frac{0,5 - 0,205}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{12}{2}\right)} = 1,4[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 1.4[\text{м}]$.

План спіралі будується за такою послідовністю: від початку кола відкладають відповідні висоти, отримані точки з'єднують дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного.

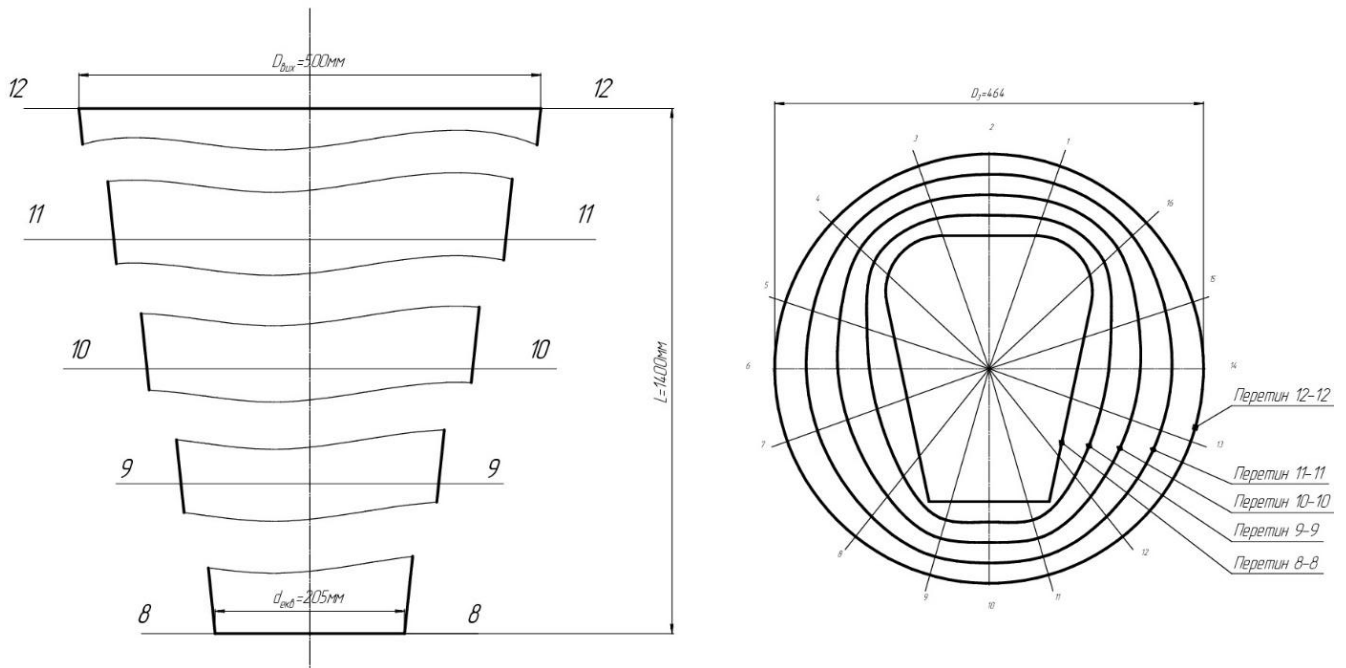


Рисунок 3.4 – Дифузорна частина відводу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

39

4 Розрахунок гідродинамічних сил

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [6].

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає нерівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

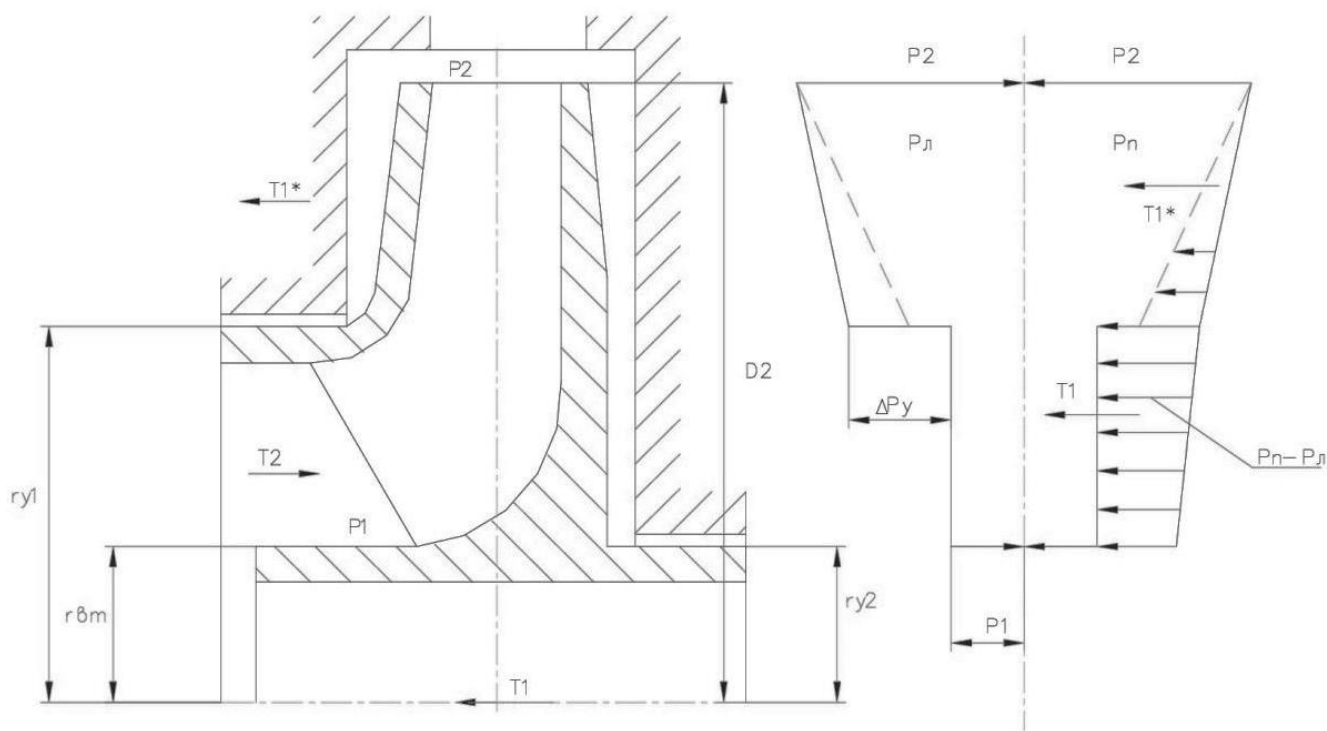


Рисунок 4.1 – Епюра тиску на зовнішні сторони дисків

При складанні епюр тиску (див. рис. 8.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається нерівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Конструкція робочого колеса типу «Д» компенсує осьову силу за рахунок симетричності робочого колеса. Однак при виготовленні робочого колеса можуть

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

40

бути «мінімальні» невідповідності сторін робочого колеса, однак осьова сила занадто мала, щоб враховувати її, однак для подальших розрахунків приймемо, що за рахунок допусків на діаметри залишкова осьова сила діє в сторону від приводного двигуна і складає $-T = 300$ [Н].

4.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при $Q_{\text{опт}}$ [3].

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (4.1)$$

де $K_R \approx 0.36$ – експериментальний коефіцієнт;

$Q_{\text{опт}} = Q = 2900$ [м³/год] – подача при оптимальному режимі;

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{2900}{2900} \cdot 998 \cdot 9.81 \cdot 145 \cdot 0,4 \cdot 0,074 = 15127 \text{ [Н]}$$

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунок вибору привода насоса

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N_{\max} = 1498 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун потужністю 1600 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (5.1)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

Колова швидкість визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (5.2)$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 308,77 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

Тоді

$$M_{\text{ном}} = \frac{1498 \cdot 10^3}{308,77} = 4722 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 4722 = 991,62 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = 5190 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}} \tag{5.3}$$

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 885 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}} \tag{5.4}$$

$$M_B = 0,03 \cdot 5190 = 155,7 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \tag{5.5}$$

$$k = \frac{5190}{3000^2} = 5,96 \cdot 10^{-4}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (5.6)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 5.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 5.1 будують залежність $M = f(n)$;
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 5.1 – Пуско-моментна характеристика

п, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н·м	0	149,1	596,4	1341,9	2385,5	3727,4	5190

На рисунку 5.1 наведена пуско-моментна характеристика насосного агрегату.

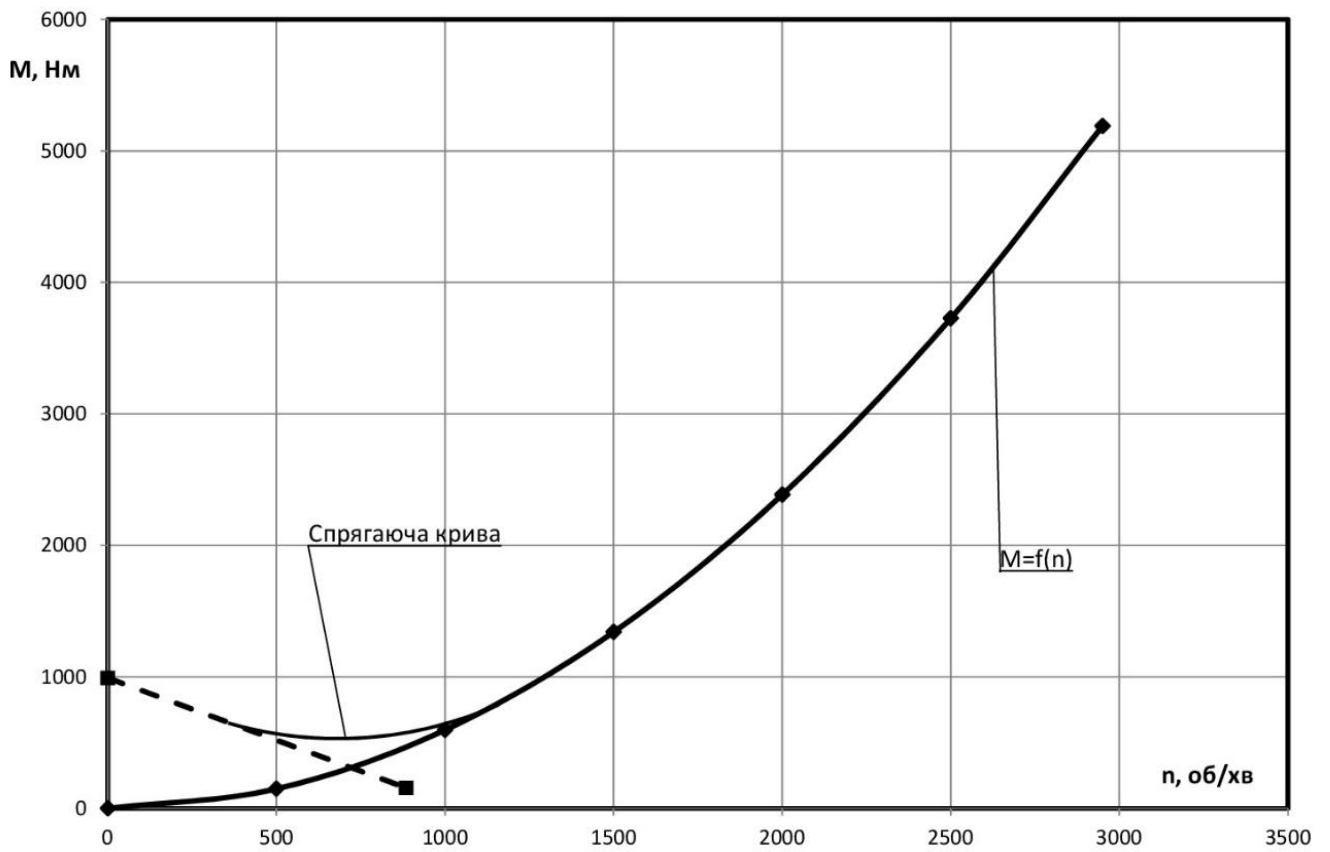


Рисунок 5.1 – Пуско-моментна характеристика

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

45

6 Розрахунки на міцність

6.1 Конструювання вала

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів.

Діаметр вала під робочим колесом (м) визначаємо з розрахунку на кручення за формулою:

$$d_k = d_b = 0.1 [м]$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 100 [мм]$.

Діаметр вала під напівмуфту приймаємо $d_m = 80 [мм]$.

Діаметр посадочної поверхні підшипника $d_{п} = 90 [мм]$

6.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

Вибір типу ущільнення.

У насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 6.1).

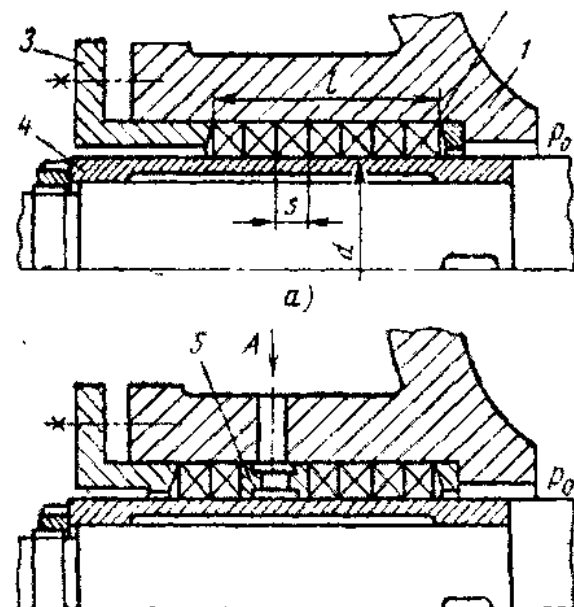


Рисунок 6.1 – Конструкція сальникового ущільнення

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$s = \sqrt{d} \quad (6.1)$$

де d – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

Приймаємо $d = 90$ [мм].

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \sqrt{90} = 9,5[\text{мм}]$$

Згідно ГОСТ 5152-84 приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду $s = 10$ [мм].

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (6.2)$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 4 \div 6$).

$$L = 6 \cdot 10 = 60 [\text{мм}]$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \left(e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \right) \quad (6.3)$$

де r – радіус захисної втулки;

$\mu_1 = 0.01 \div 0.02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0.5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

де $p_0 = 98066$ [Па] – надлишковий тиск насоса перед сальником.

Радіус захисної втулки знайдемо за формулою:

$$r = \frac{d}{2} + 0.5 \quad (6.4)$$

$$r = \frac{90}{2} + 0,5 = 45,5 \text{ [мм]}$$

Тоді:

$$N_c = 3,14 \cdot 308,77 \cdot (45,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 0,01 \cdot 98066 \left(e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,02 \cdot \frac{6,0}{1}} - 1 \right) = 15700.0 \text{ [Вт]}$$

6.3 Розрахунок валу

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємзв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

Розрахунок реакцій в опорах

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі насоса виникає неврівноважена радіальна сила (див. рис. 6.2), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_B, R_A).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = F_k \cdot (L_1 - L_4) - R_B \cdot L_1 = 0 \quad (6.5)$$

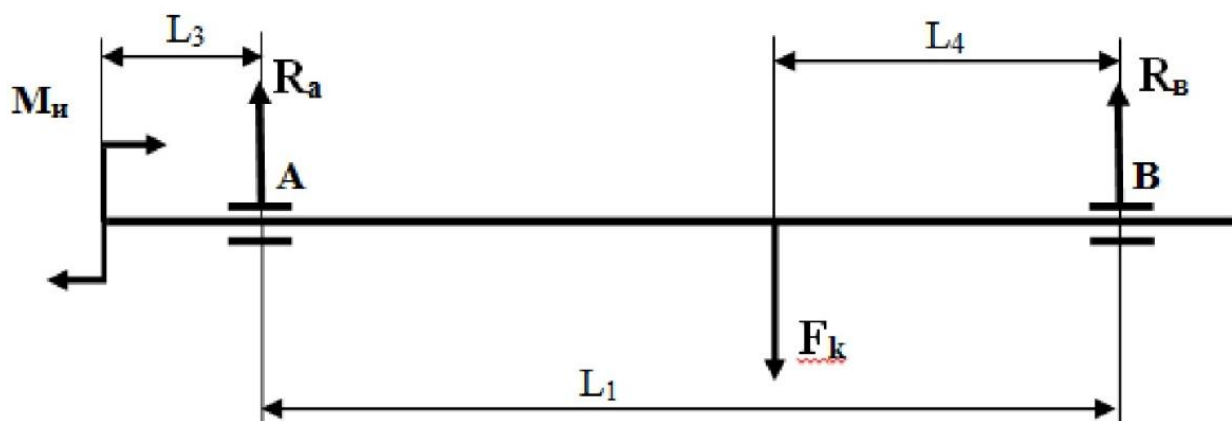


Рисунок 6.2 – Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

$$R_B = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (6.6)$$

де $L_1 = 1,2$ [м], $L_4 = 0,6$ [м], $L_3 = 0,2$ [м], $F_k = R_{max} = 15650$ [Н].

$$R_B = \frac{15650 \cdot (1,2 - 0,56)}{1,2} = 7825 \text{ [Н]}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рівняння моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = F_k \cdot L_4 - R_a \cdot L_1 = 0 \quad (6.7)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_a = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (6.8)$$
$$R_a = \frac{15650 \cdot 0,6}{1,2} = 7825 \text{ [Н]}$$

Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75 \cdot M_{мах}^2} \quad (6.9)$$

де $M_{зг.мах}$ - максимальний згинальний момент, Н·м

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 6.2:

$$M_{зг.мах} = R_a \cdot L_3 \quad (6.10)$$

$$M_{зг.мах} = 7825 \cdot 0,2 = 1565 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{1565^2 + 0,75 \cdot 5190^2} = 4760 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{п}} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot [\sigma]}} \quad (6.11)$$

де $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$.

$$d_{\text{п}} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4760}{0,1 \cdot 70}} = 88$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{\text{п}} = 90 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$90 \text{ мм} > 88 \text{ мм}$$

6.3.1 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (6.12)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[s] = 2.5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_{σ}, s_{τ} - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (6.13)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (6.14)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a, τ_a , и σ_m, τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_{\sigma} = 2.2, K_{\tau} = 1.41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\psi_\sigma = 0.25 \div 0.3, \psi_\tau = 0.1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (6.15)$$

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 95 = 392,5 \text{ [МПа]}$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (6.16)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 392,5 = 227,65 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (6.17)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (6.18)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (6.19)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{5190}{0,2 \cdot 0,09^3} = 17,8 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot 0,09^2} = 0,05 \text{ [МПа]}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$\sigma_a = \frac{1565}{0,1 \cdot 0,09^3} = 21,5 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,59} \cdot 17,8 + 0,275 \cdot 0,05} = 5,9$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,59} \cdot 30 + 0,1 \cdot 30} = 4,25$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.6.1).

Таблиця 6.1 – Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм						
d_n	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{5,9 \cdot 4,25}{\sqrt{5,9^2 + 4,25^2}} = 3,45$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$3,45 \geq 2,5$$

7 Розрахунок шпонкового з'єднання

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 100$ мм) обираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 28 \cdot 16 \cdot 150$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (7.1)$$

де $t_1 = 6,4$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 16$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 100$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 4768$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 4768}{0.1 \cdot 0.15 \cdot (0.016 - 0.0064)} = 66,2 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 70 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0.75 \cdot \sigma_{0.2} \quad (7.2)$$

де $\sigma_{0.2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0,75 \cdot 343 = 237,25 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma]_{\text{зм}} \quad (7.3)$$

$$66,2 \text{ [МПа]} \leq 237,25 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}}{d \cdot l \cdot b} \quad (7.4)$$

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot 4768}{0,1 \cdot 0,15 \cdot 0,028} = 22,7 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 24 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{\text{зр}} \leq [\tau]_{\text{зр}} \quad (7.5)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{\text{зр}} = 0.6 \cdot [\sigma]_{\text{зм}} \quad (7.6)$$

$$[\tau]_{\text{зр}} = 0.6 \cdot 237,25 = 142,35 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$22,7 \text{ [МПа]} \leq 142,35 \text{ [МПа]}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

В відповідності до діаметру підшипника $d_n = 90$ мм згідно ГОСТ 8338-75 вибираємо шариковий однорядній підшипник 318, динамічна вантажопідйомність $C = 143000$ [Н], статична вантажопідйомність $C_0 = 99000$ [Н].

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В. Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (8.1)$$

де $F_r = R_2 = 15650$ [Н], – радіальне навантаження;

$F_a = T = 300$ [Н] осьове навантаження;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$.

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення:

$$\frac{F_a}{F_r \cdot V} \quad (8.2)$$

$$\frac{300}{15650 \cdot 1} = 0,019$$

Знаходимо співвідношення:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{300}{99000} = 0,003$$

При цьому $e = 0.24$.

Так як $\frac{F_a}{F_r \cdot V} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0.56$, а коефіцієнт осевого навантаження $Y = 2.2$.

Еквівалентне динамічне навантаження дорівнює:

$$P = (0,56 \cdot 15650 \cdot 1 + 2,3 \cdot 300) \cdot 1 \cdot 1 = 7889 \text{ [Н]}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (8.3)$$

$$L_{hp} = \left(\frac{143000}{7889}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 66176 \text{ [год]}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (8.4)$$

Умова довговічності підшипників виконується $66176 \text{ [год]} > 20000 \text{ [год]}$.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Розділ з охорони праці.

9.1 Техніка безпеки при обслуговуванні насосу відцентрового типу.

При роботі і обслуговуванні насосного агрегату небезпечними і шкідливими виробничими факторами по ГОСТ 12.0.003-74 можуть бути:

- обертові поверхні сполучної муфти;
- підвищена (понад 45 ° С) температура поверхонь обладнання;
- підвищений рівень шуму і вібрації на робочому місці;
- електрична напруга в ланцюзі, замикання яке може статися через тіло людини.

Джерела небезпеки:

- відкриті ділянки сполучної муфти;
- нагріті більш 45 °С поверхні агрегату;
- шум і вібрація, порушувані працюючим агрегатом;
- електричний струм, що підводиться для живлення двигуна.

Загальні вимоги безпеки обладнання повинні відповідати ГОСТ 12.2.003-91 та "Правил влаштування електроустановок" (ПВЕ).

Муфта, що з'єднує вали насоса і двигуна, повинна мати захисну огорожу.

Вимоги безпеки при вантажно-розвантажувальних роботах – по ГОСТ 12.3.009-76 та ГОСТ 12.3.020-80.

Конструкція агрегату і обсяг захистів повинні забезпечувати його роботу без постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Управління агрегатом може здійснюватися дистанційно або з щита, встановленого на місці.

Періодичне обслуговування агрегату повинно проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху відповідно до ГОСТ 12.4.051-87 протягом не більше 15 хвилин через кожні 8 год безперервної роботи.

Двигун повинен бути заземлений відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-81.

Вимоги електробезпеки - по ГОСТ 12.2.007.1-75.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки відповідно до ГОСТ 12.1.004-91.

Вимоги безпеки до комплектуючих агрегат покупним виробам - відповідно до технічної документації на їх поставку і вказівками в експлуатаційній документації.

Поверхні агрегату, які мають температуру понад 45 0С, повинні бути теплоізовані на місці експлуатації або огорожені. Теплоізоляція в комплект поставки агрегату не входить.

При переміщеннях складові частини агрегату стропить відповідно до вказівок в документації, що поставляється з агрегатом.

При проведенні робіт з розконсервації складальних одиниць агрегату повинен бути забезпечений захист працюючих від попадання на відкриті ділянки тіла консерваційних мастил, забезпечена вентиляція робочих місць згідно з чинними нормативними документами.

Для безпечної експлуатації агрегату проектом насосної установки повинно бути передбачено:

- заземлення двигуна;
- оснащення агрегату системою автоматичного управління.

Якщо для усунення несправності потрібно зробити затяжку роз'ємного з'єднання, що знаходиться під впливом внутрішнього тиску, то попередньо внутрішній тиск необхідно знизити до атмосферного.

При виникненні аварійних ситуацій або неполадок, які можуть призвести до аварійної ситуації, агрегат повинен бути відключений.

Забороняється робити запуск агрегату:

- без під'єднання двигуна до заземлювального пристрою;
- без підключення приладів контролю за роботою насоса і двигуна;
- при незаповненому перекачується середовищем насосі;
- без установки захисної огорожі муфти.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

9.2 Техніка безпеки при проведенні ремонтних робіт на насосному обладнанні.

До ремонту насосних установок допускаються робітники, які вивчили особливості даного виробництва і правила безпечної поведінки в цеху.

Розбирання насосного обладнання проводять тільки після відключення електродвигунів і апаратури управління від джерел живлення.

При ремонті насосного обладнання необхідно виконувати наступне:

- користуватися справним слюсарним і вимірювальним інструментом відповідних розмірів;

- користуватися тільки справними вантажопідйомними засобами, чарочними пристосуваннями і стропами, строго дотримуючись терміни їх випробування;

- при промиванні водяних сорочок циліндрів рідким каустиком користуватися гумовими рукавицями, клейончастими фартухами і захисними окулярами;

- повертати колінчастий вал у зібраного насоса за допомогою валоповоротного пристрою після видалення сторонніх предметів з порожнин циліндрів, картера і крейцкопфів.

Перед проведенням ремонту, що працюють на вибухонебезпечних і токсичних газах, вживають таких заходів безпеки:

- відключають насосну установку від діючих колекторів;

- повністю знімають надлишковий тиск і продувають інертним газом насосне обладнання і підключення до нього трубопроводи до повного видалення з них робочого середовища, що має бути підтверджено аналізом; якщо всередині апаратів або підключених до них газопроводів скупчилися конденсат або інші виділення, що володіють токсичними і вибухонебезпечними властивостями, вживають заходів щодо дегазації, які забезпечують повну безпеку при ремонті:

- відключають обладнання заглушками і від'єднують від нього продувальні, аналізоотборочні і інші лінії, що зв'язують його з іншим обладнанням цеху;

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- знімають напругу з електрообладнання; електричне і інше силове обладнання (парове, газове і т. д. повністю відключають від системи енергопостачання;

- вивішують на відповідному електричному щиті і на пусковому пристрої плакати «Не вмикати! Працюють люди!», які знімають тільки з дозволу начальника зміни після завершення ремонту обладнання і виконання відповідних робіт по під готуванні обладнання до пуску.

Проводити ремонтні роботи на діючому обладнанні забороняється.

При ремонті насосного обладнання окремі деталей і вузлів масою понад 20 кг рекомендується піднімати, переміщати і опускати за допомогою вантажопідйомних механізмів. При цьому відповідно до вимог Держгіртехнагляду дотримуються наступних правил:

- маса піднімаються і переміщуються вантажів не повинна перевищувати вантажопідйомності вантажопідйомних механізмів;
- канати, троси та ланцюги повинні бути справні;
- місце монтажних робіт повинно бути достатньо освітлене;
- після закінчення робіт вантаж забороняється залишати в підвішеному стані;
- переміщати вантажі над які внизу людьми забороняється;
- при підйомі і установці окремих деталей і складальних одиниць необхідно опускати і піднімати вантаж рівномірно.

Слюсар-ремонтник зобов'язаний знати і правильно користуватися первинними засобами пожежогасіння.

Зварювальні роботи можна проводити тільки після отримання спеціального дозволу, підписаного керівництвом цеху, відділу техніки безпеки та пожежного нагляду, і підготовки виробничого приміщення для зварювальних робіт.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Список використаної літератури

1. Герман, В.Ф. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра: для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2018. — 32 с.
2. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.
3. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : для студ. напряму 050502 «Інженерна механіка» спец. 6.050502 «Гідравлічні і пневматичні машини» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2011. – 37 с.
4. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.
5. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» : для студ. напряму 6.050502 «Інженерна механіка» спец. 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 27 с.
6. Панченко, В. О. Методичні вказівки до практичної роботи з теми «Зрівноважування осьової сили у відцентровому насосі» з дисципліни «Розрахунок і конструювання насосів» : для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 27 с.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

7. Панченко, В. О. 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.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63