

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 бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розробка уніфікованого відцентрового насоса на параметри: $Q=32$ м³/год; $H=40$ м; $n=3000$ об/хв**

Здобувача групи ГМз-91с Жиленка Юрія Юрійовича

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

_____ Жиленко Юрій Юрійович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

Суми – 2023

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри М.І.Сотник

« » _____ 20 р.

ЗАВДАННЯ

на комплексний курсовий проект

Жиленко Юрій Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка уніфікованого відцентрового насоса на параметри:

$Q=32$ м³/год; $H=40$ м; $n=3000$ об/хв»

затверджена наказом по університету від «11» травня 2023р. № 0483-VI

2. Термін здавання закінченої роботи 31.05.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи:

параметри насоса: $Q=32$ м³/год, напір $H=40$ м, частота обертання $n=3000$ об/хв;

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): опис конструкції насоса та принципу його роботи; гідравлічні розрахунки; розрахунки щодо вибору електродвигуна; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників.

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

складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення корпусу насоса, креслення виїмної частини насоса (всього 4 листа ф. А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор.	Назва етапу дипломної роботи	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів	02.03 – 10.03.23	
2	Опис конструктивної схеми насоса та принципу його роботи	11.03 – 25.03.23	
4	Гідравлічні розрахунки	26.03 – 27.04.23	
5	Механічні розрахунки	28.04 – 12.05.23	
6	Креслення робочого колеса	13.05 – 17.05.23	
7	Складальне креслення насоса	18.05 – 25.05.23	
8	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	26.05 – 31.05.23	

Дата видачі завдання 02.03.23

Студент _____
підпис

Керівник роботи _____
підпис

Панченко В.О.
прізвище, ініціали

Анотація

Пояснювальна записка: 71 с., 8 рисунків, 4 таблиці, 5 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка уніфікованого відцентрового насоса на параметри: $Q=32$ м³/год; $H=40$ м; $n=3000$ об/хв».

Графічні матеріал: 4,5 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, робоче креслення робочого колеса, робоче креслення корпусу насоса, складальне креслення виїмної частини насоса.

Мета роботи – розроблення конструкції уніфікованого одноступеневого відцентрового консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса згідно отриманого завдання;

- наведено опис конструкції уніфікованого одноступеневого відцентрового консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком;

- виконано гідравлічні розрахунки одноступеневого відцентрового консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком;

- виконано проектування робочого колеса та профілювання лопаті;

- виконано розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним напірним патрубком;

- підібрано привідний електродвигун;

- розраховано довговічність підшипників кочення;

- виконано розрахунки на міцність деталей насоса.

У економічному розділі розглянуто розроблення бізнес-плану виробництва нової техніки.

У розділі з охорони праці розглянуто організацію пожежної безпеки на підприємстві.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КРОНШТЕЙН, КОРПУС, ПАТРУБОК, УЩІЛЬНЕННЯ, ВІДВІД, ПАТРУБОК, МІЦНІСТЬ

Зміст

1 ПРИЗНАЧЕННЯ НАСОСА	С. 6
2 БУДОВА НАСОСА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ.....	6
3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ	11
3.1 Вихідні дані для розрахунку	11
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	12
3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо.....	13
3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини.....	15
3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	15
3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	16
3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	17
3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	18
3.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	20
3.10 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті.....	24
3.11 Профілювання лопаті.....	28
3.12 Виконання робочого креслення робочого колеса	35
3.13 Розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним виходом	36
4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА	49
4.1 Визначення осьової сили	49
4.2 Визначення радіальної сили.....	50
5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ	51
6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	53
6.1 Вибір типу ущільнення.....	53
6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	54
7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	55
7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна.....	55
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	56
8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ	60
8.1 Розрахунок реакцій в опорах	60
8.2 Розрахунок довговічності підшипників	62

					131.01.ВР.000.00 ПЗ		
Изм.	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Жиленко			Розробка уніфікованого відцентрового насоса на параметри: Q=32 м ³ /год; H=40 м; n=3000об/хв Пояснювальна записка	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Панченко					4	
Н. Контр.	Панченко				ГМЗ-91с		
Утверд.							

8.3 Розрахунок валу на статичну міцність	63
8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом	66
9 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	68
10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	73
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	79

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

1 ПРИЗНАЧЕННЯ НАСОСА

Насос уніфікований відцентровий призначений для перекачування води, соку та інших технологічних рідин у цукробуряковому виробництві з водневим показником од. рН від 6 до 13, температурою від +5° до +95°С, густиною від 1000 кг/м³ до 1320 кг/м³, концентрацією твердих частинок від 5 до 300 г/л.

Насос виготовляють у кліматичному виконання УХЛ, категорії розміщення 4 (для експлуатації у приміщеннях зі штучно регульованими кліматичним умовами).

Насос належить до виробів конкретного призначення, виду 1 (відновлюваним).

Насос, як виріб загально-промислового призначення, не призначений для експлуатації у вибохо- і пожежонебезпечних виробництвах.

Насос необхідно експлуатувати лише у робочому інтервалі подач.

Експлуатація насоса за межами робочого інтервалу не рекомендована унаслідок зниження енергетичних показників і показників надійності.

Для більш повного задоволення вимог замовника і для забезпечення необхідних параметрів припустимо виконувати додаткове обточування робочого колеса і використання насоса на знижених обертах.

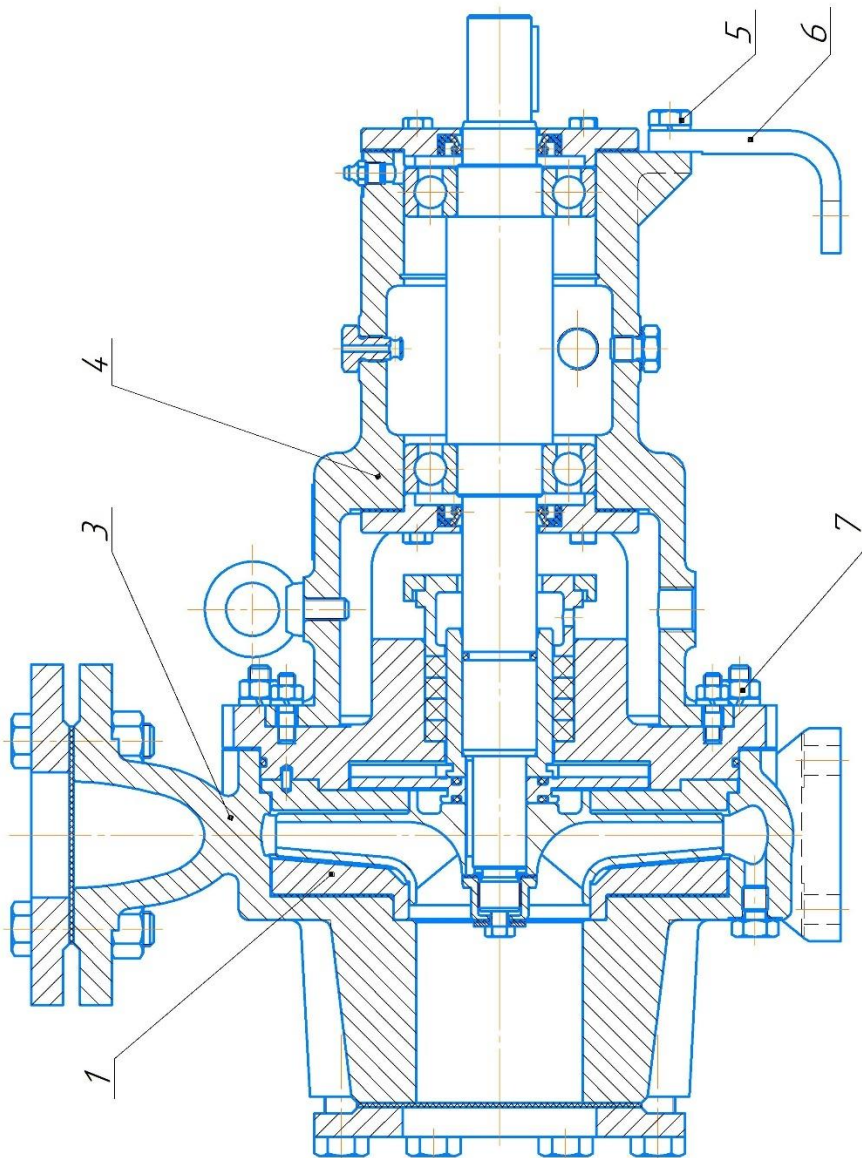
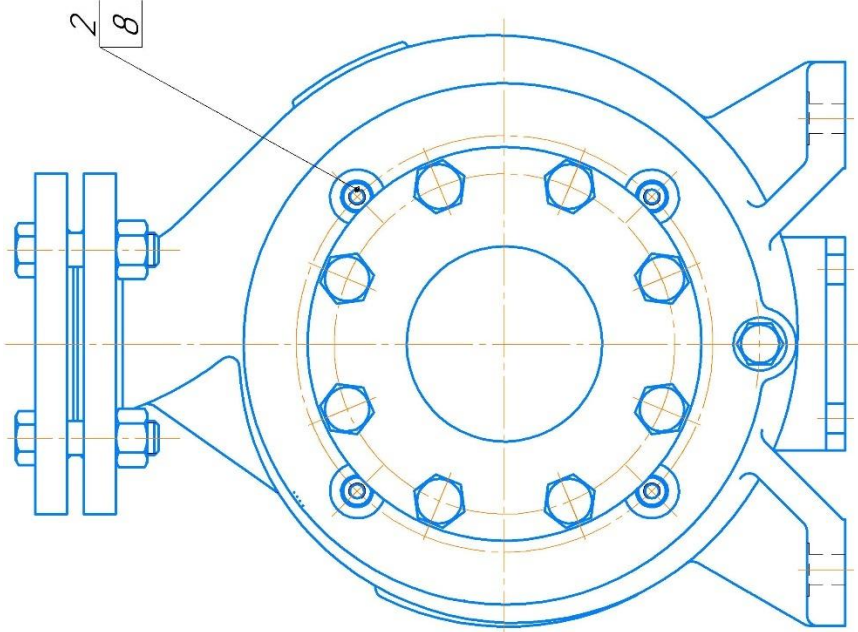
Допустим є регулювання електроприводу насоса частотними перетворювачами.

Під час експортного постачання є допустим експлуатація агрегатів за частоти електричного струму мережі 60 Гц за умови, що перераховані параметри не перевищують максимальних значень за частоти мережі 50 Гц.

2 БУДОВА НАСОСА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ

Насос (рисунок 1.1) – відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий з осьовим підведенням перекачуваної рідини.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



1 – одтікач, 2 – шпилька, 3 – корпус, 4 – виїмна часть, 5 – болт,
6 – стоїла, 7 – гайка, 8 – гайка

Рисунок 1.1 – Насос

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

131.01.ВР.000.00 ПЗ

Лист

7

Базовою деталлю насоса є литий чавунний корпус 3 зі спіральним відводом, патрубком якого спрямований вертикально угору.

До корпусу насоса кріпиться виїмна частина 4, яка складається зі статорних і роторних деталей.

До фланця кронштейну, з боку півмуфти насоса, болтами 5 кріпиться стойка 6.

За допомогою стойки і лап, виконаних на корпусі, насос кріпиться до фундаментної плити або рами.

Основною статорною деталлю виїмної частини (рисунок 1.2) є кронштейн 2, у розточеннях якого встановлені підшипники кочення радіального типу поз. 10, які слугують опорами ротора насоса.

Ротор насоса (рисунок 1.3) складається з валу 8, колесо робочого 3, імпелера 5, гільзи захисної 7, півмуфти насоса 10, кріпильних та інших деталей.

Розвантаження ротора від осьового зусилля здійснюється за допомогою імпелера 5. Залишкове осьове зусилля сприймають підшипники.

Змащування підшипників взаємозамінне: рідка картерна або пластична. Поповнення змазки у підшипниках здійснюється за допомогою штатних маслянок, встановлених на кронштейні.

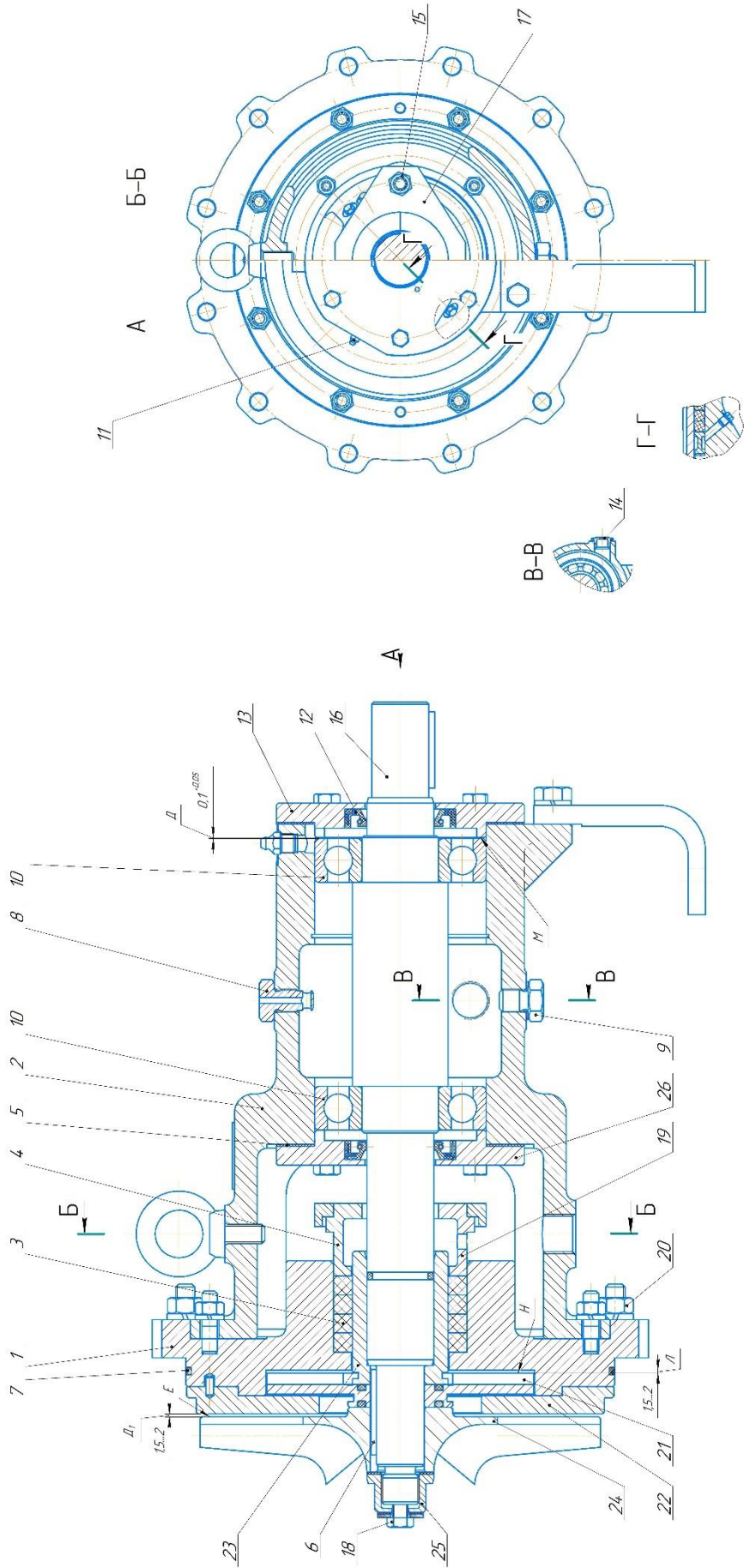
У насосі встановлене комбіноване кінцеве ущільнення, яке складається з імпелера 21 (рисунок 1.2) і сальникової набивки.

Розрізні кільця 3 м'якої сальникової набивки підтискають букси 4 і 19.

З метою зменшення витікань робочої рідини, для змащування поверхонь тертя, кільця сальникової набивки за допомогою прес-маслянки 11 набивають консистентну змазку Литол-24. Змазка зменшує ймовірність проникнення атмосферного повітря у порожнину насоса за тиску на вході нижче від атмосферного.

Уніфікація насоса досягається за рахунок можливості застосування різних робочих коліс. Базовим є закрите відцентрове колесо, опціональним – відкрите або напіввідкрите робоче колесо.

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



1 - кришка, 2 - кранштейн, 3 - кільце, 4 - втулка, 5 - прокладка, 6 - шпанка, 7 - кільце гумове, 8 - прокладка, 9 - прокладка, 10 - маслянка, 11 - маслянка, 12 - манжета, 13 - кришка підшипника, 14 - покажчик рівня масла, 15 - гайка, 16 - вал, 17 - фланець напильний, 18 - долт, 19 - втулка, 20 - гайка, 21 - імперер, 22 - обідка, 23 - гільза захисна, 24 - колесо робоче, 25 - гайка, 26 - кришка

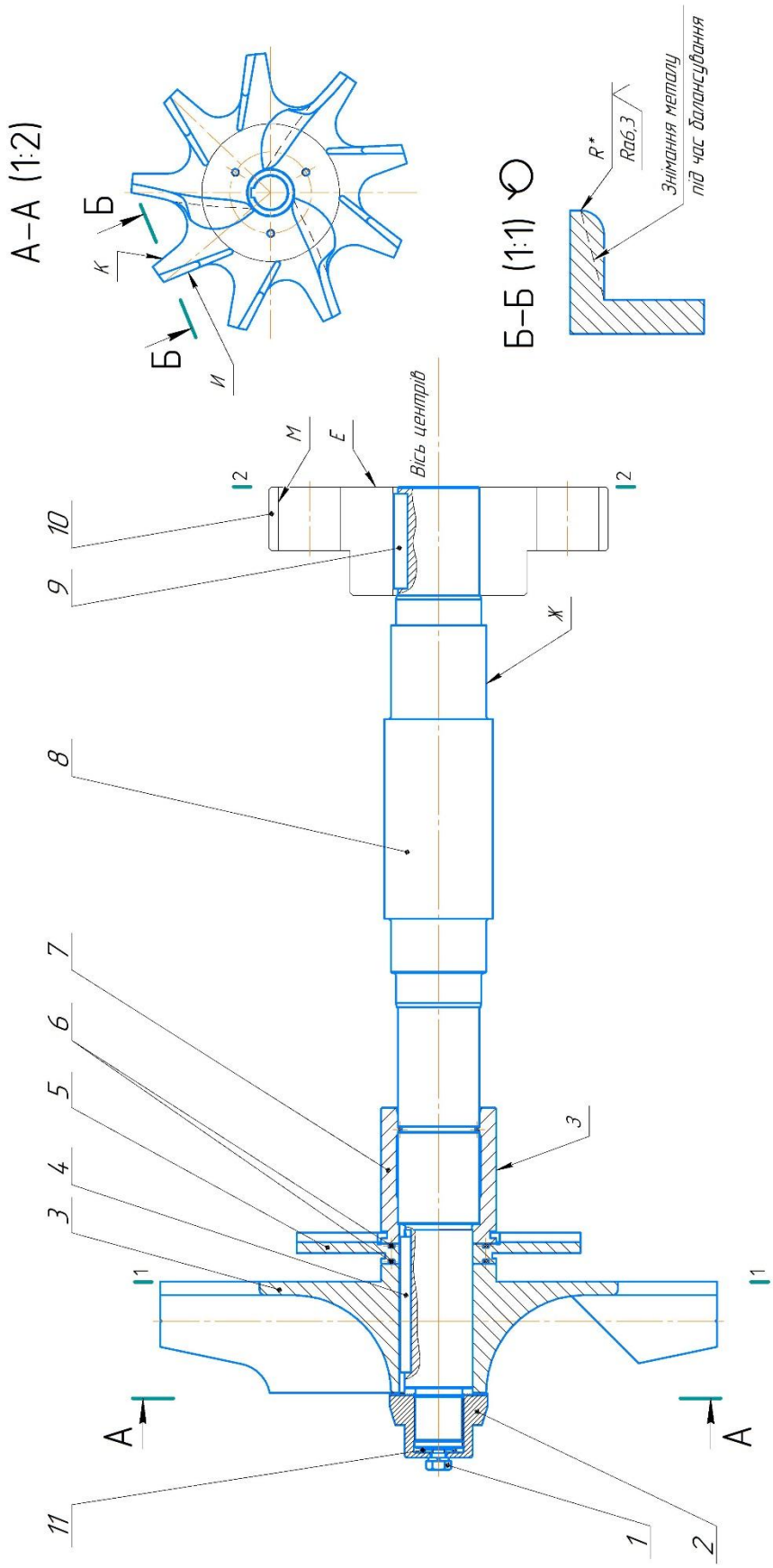
Рисунок 1.2 - Вуїмна частина

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

131.01.BP.000.00 ПЗ

Лист

9



1 – болт, 2 – гайка, 3 – колесо робоче, 4 – шпонка, 5 – імпелер, 6 – кільце гумове, 7 – гільза захисна, 8 – вал, 9 – шпонка, 10 – півмуфта насоса, 11 – кільце гумове

Рисунок 1.3 – Ротор

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

131.01.ВР.000.00 ПЗ

3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 3.1 [1].

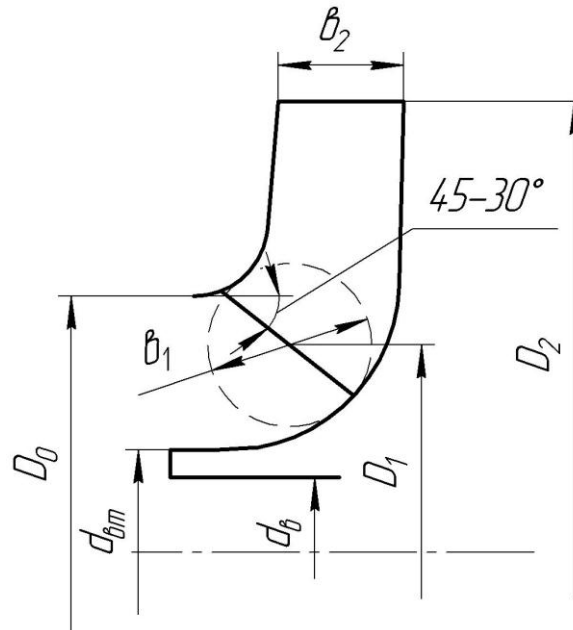


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

3.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри [28]:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$), двопотокове ($\alpha = 2$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000$, кг/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 32$ м³/год = 0,00889, м³/с;
- напір $H = 40$, м;
- частота обертання $n = 3000$, об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{32}{3600}}}{40^{\frac{3}{4}}} = 65.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

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

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

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

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$D_{\text{лр}} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{32}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 61,04 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 65^{-2}} = 0,959.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{\text{р.к.}} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{32}{0,959} = 33,37 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\text{Г}} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{лр}} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 61,04 - 0,172)^2} = 0,839.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 65^{-2}} = 0,837.$$

Повний ККД насоса

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

де $\eta_{\text{Г}}$ - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

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

$$\eta = 0,959 \cdot 0,839 \cdot 0,837 \cdot 0,99 = 0,667$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot 40}{3600 \cdot 0,667} = 5224 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_{\text{Г}} = \frac{H}{\eta_{\text{Г}}} = \frac{40}{0,839} = 47,68 \text{ м.}$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою [28]

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

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

де $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$ - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$ - максимальна потужність насоса, Вт;

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

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 5224 = 5746 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{5746 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 18,29 \text{ Н·м,}$$

$$d_{\kappa} = \sqrt[3]{\frac{18,29 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 23,27 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_{\kappa} = 25 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{\text{вт}} = (1,2 - 1,25)d_{\kappa} = (1,2 - 1,25)25 = (30,0 - 31,25) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{\text{вт}} = 35 \text{ мм.}$$

3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу [28]

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{вп}}^2 + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{61,04^2 + 35^2} = 70,36 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр вхідної воронки

$$D_0 = 78 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{\text{р.к.}}}{3600\pi(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)} = \frac{4 \cdot 33,37}{3600\pi(0,078^2 - 0,035^2)} = 2,43 \text{ м/с.}$$

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

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

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 78 = 62,4 \text{ мм.}$$

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

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{62,4}{2} = 31,2 \text{ мм.}$$

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$V'_{1m} = V_0 = 2,43 \text{ м/с.}$$

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

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

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

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 2,43 = 3,04 \text{ м/с.}$$

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

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

де $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

V_{1U} - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,0624 \cdot 3000}{60} = 9,8 \text{ м/с.}$$

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

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

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

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

Тоді

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,04}{9,8} = 17,23^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

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

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

$$\beta_1 = 17,23 + 5 = 22,23^\circ.$$

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5 - 8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідних сумішей) [28].

Приймаємо $z = 7$.

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо $s_1 = 2 - 10$ мм при $D_1 = 150 - 500$ мм.

Товщина лопаті на виході з робочого колеса s_2 часто береться такою, що дорівнює s_1 , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо $s_1 = s_2 = 5$ мм.

3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення Ψ'_1 за формулою [28]

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

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

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{2\pi \cdot 31,2 \sin 22,23^\circ}} = 1,258$$

$$|1,258 - 1,25| = 0,008 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходять з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{33,37}{3,14 \cdot 0,0624 \cdot 3,04 \cdot 3600} = 0,0202 \text{ м.}$$

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса [28]

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 47,68}{0,5}} = 30,6 \text{ м/с},$$

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

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 30,6}{3,14 \cdot 3000} = 0,195 \text{ м}.$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

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

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

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 3,04 = 2,28 \text{ м/с}.$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення V'_{2m} таким чином, щоб отримати бажане відношення відносних швидкостей на вході та на виході $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

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

де $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$ - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

W_1 - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$ - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s . Графічна залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$

наведена на рис. 2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

n_s	40	100	200	300
β_2 , град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Для збільшення напору кут β_2 може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

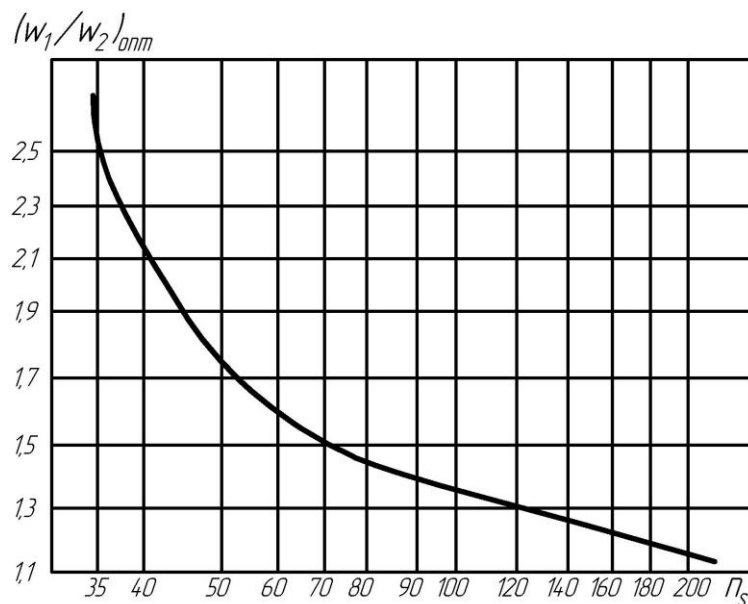


Рисунок 3.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

При $n_s = 65$ визначаємо за графіком $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,55$.

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) = \arcsin \left(1,55 \cdot \frac{1,07}{1,258} \cdot \frac{2,28}{3,04} \sin 22,23^\circ \right) = 21,98^\circ$$

3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Поправка K_z на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера [28]:

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

де

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

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

- при $n_s < 150$:

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

де менші значення Ψ беруться для ретельно виконаних робочих коліс із лопатевими відводами;

- при $n_s = 150 - 200$:

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

- при $n_s > 200$:

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

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 21,98^\circ = 0,825$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2} = 2 \frac{0,825}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{62,4}{195} \right)^2} = 0,263$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,263} = 0,792$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{40}{0,839 \cdot 0,792} = 60,2 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,07 \cdot 2,28 = 2,44 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

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

$$= \frac{2,44}{2 \operatorname{tg} 21,98^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,44}{2 \operatorname{tg} 21,98^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 60,2 + 0} = 27,5 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 27,5}{\pi \cdot 3000} = 0,21 \text{ м.}$$

3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після визначення s_2 та D_2 уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса [28]

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

При цьому повинна бути забезпечена умова $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi''_2 = \Psi'_2$, визначають

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

V_{2m} , β_2 та D_2 . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$.

1-е приближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{\pi \cdot 210 \cdot \sin 21,98}} = 1,065$$

$|1,065 - 1,07| = 0,008 < 0,01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{33,37}{\pi \cdot 0,21 \cdot 2,44 \cdot 3600} = 0,012 \text{ м.}$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса [28]. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 3).

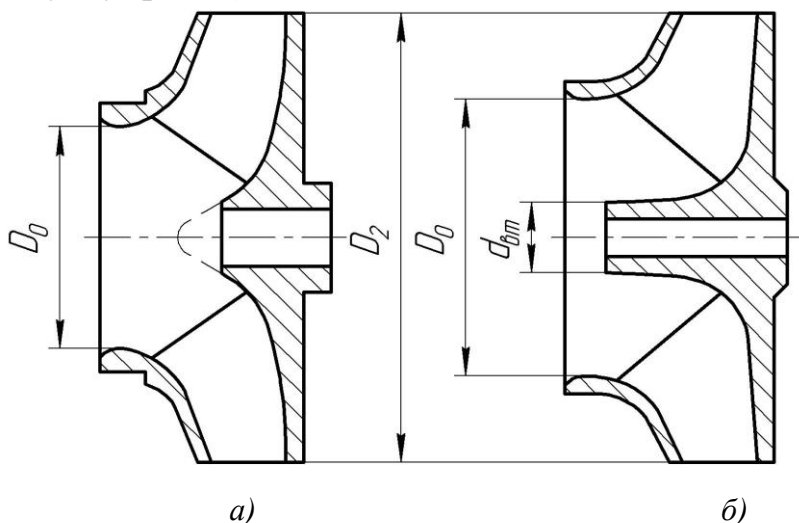


Рисунок 3.3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:
а – робоче колесо консольного насоса;
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 3 а), як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведенному діаметру входу у колесо D_{1np} .

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

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

З урахуванням конструктивних міркувань вибирають положення втулки, намічають контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення робочого колеса);

- нахил стінок на виході (див. рис. 4) $\gamma_1 = \gamma_2 = 0-5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$);

- при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у

										Лист
										20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

другому внаслідок малого радіуса R_{Γ} (рис. 4 а) виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05D_0$;

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площі (рис. 5) найкращі результати дає вигнута крива $F = f(l)$, спрямована приблизно за бісектрисою кута [3]. Необхідно зауважити, що робоче колесо з розширеною (з метою підвищення його антикавітаційних якостей) входною воронкою тут не розглядаються.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.

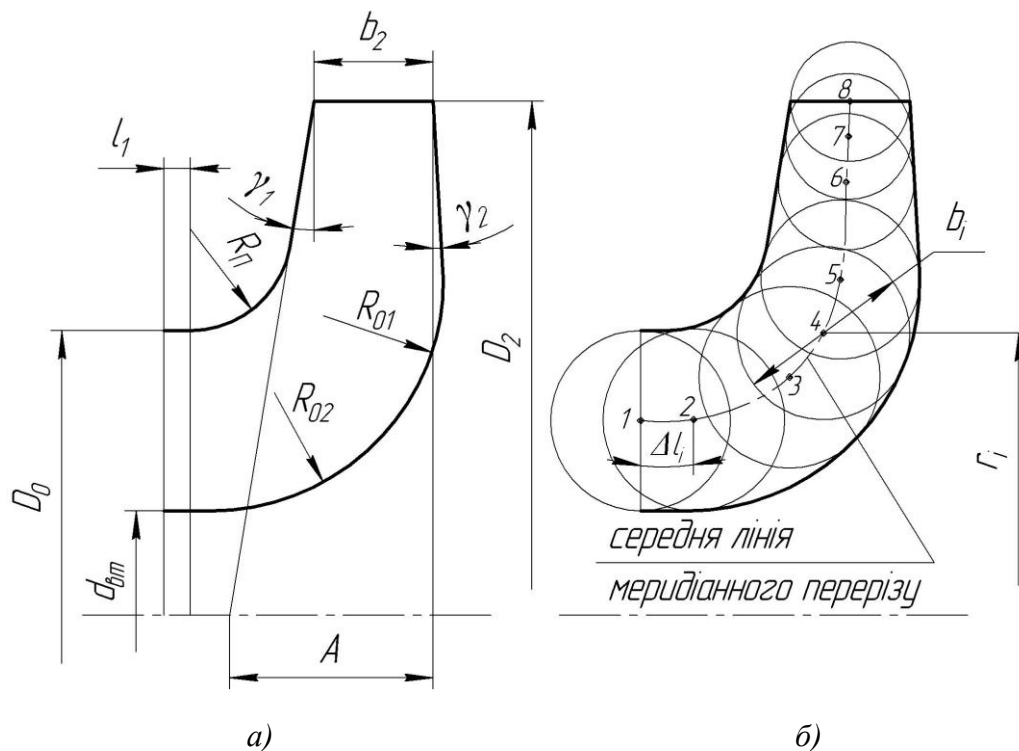


Рисунок 3.4 – До проектування меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень. Намічають попередньо «на око» контури перерізу. Рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі робочі колеса з подібним коефіцієнтом швидкохідності.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F = f(l)$ (див. рис. 5), де l - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до

виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_i від центра дуги радіусом R_{II} (див. рис. 4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

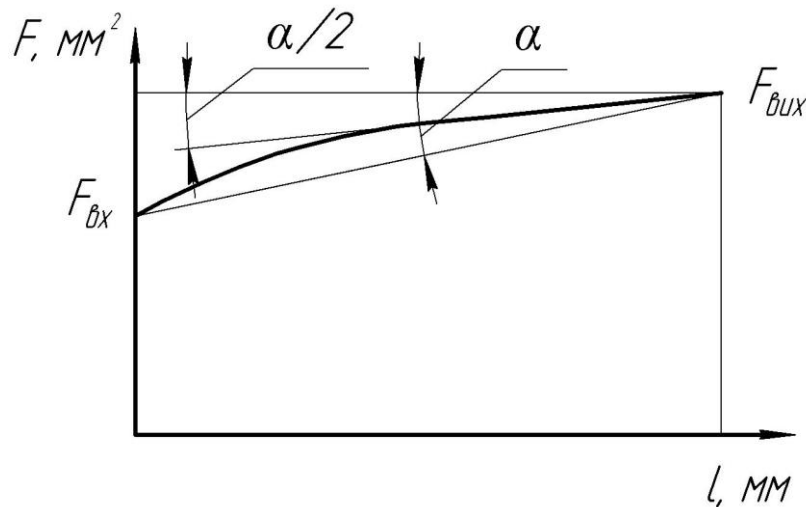


Рисунок 3.5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

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

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

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

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

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

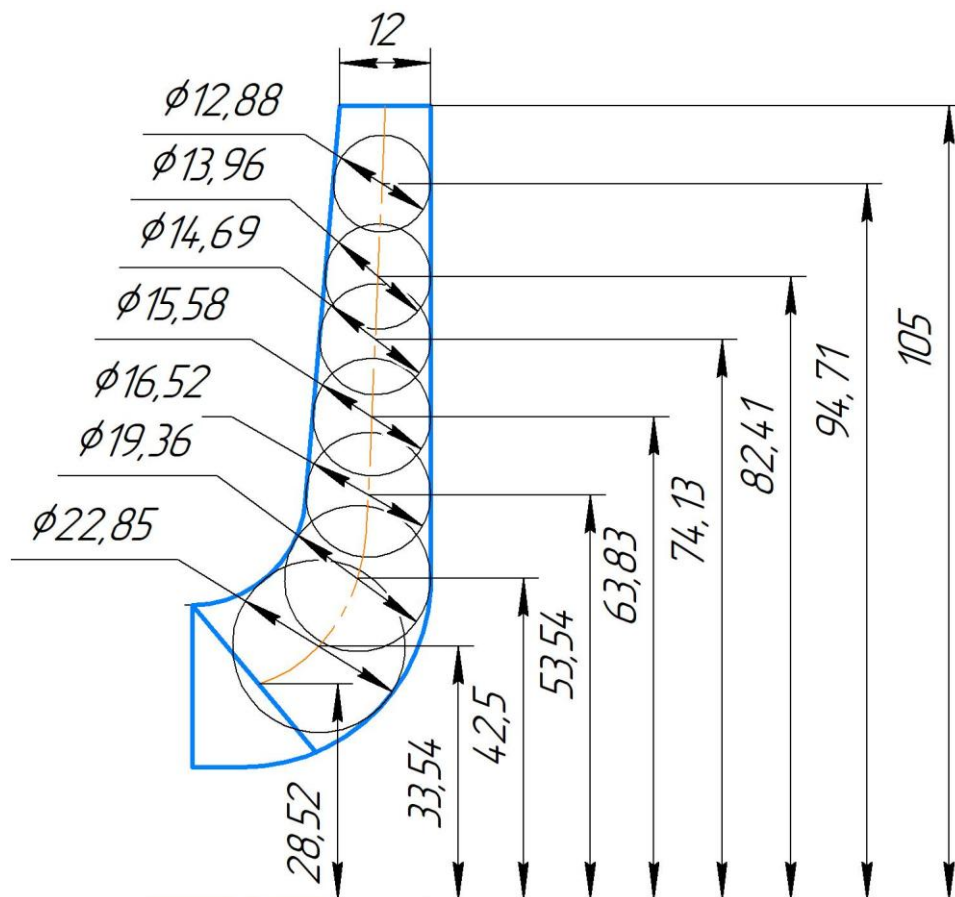
де r_i - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

b_i - діаметр вписаного кола.

Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Побудова меридіанного перерізу

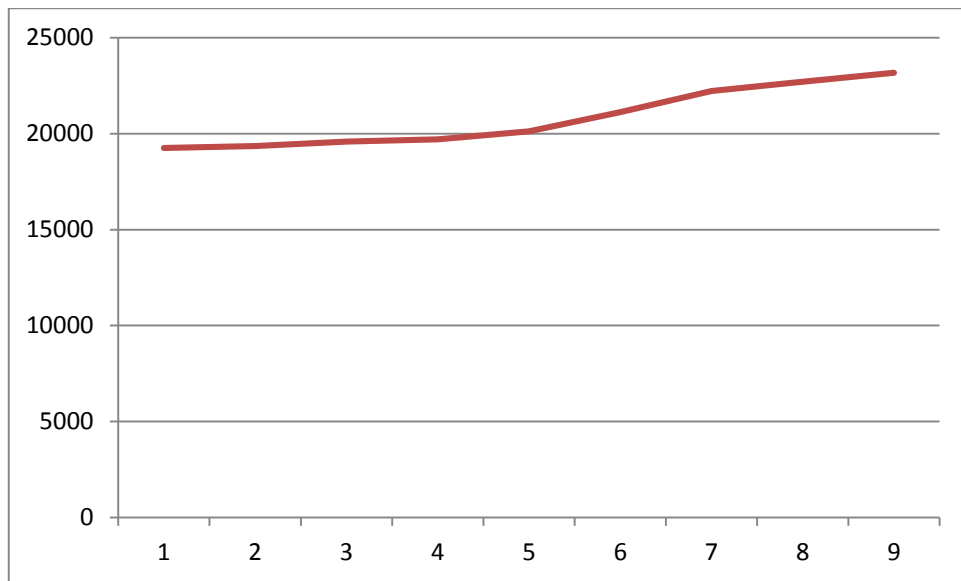
Таблиця 3.1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	28,52	25,44	10,3	2137
2	33,54	22,85	20,6	2358
3	42,5	19,36	30,9	2448
4	53,54	16,52	41,2	2653
5	63,83	15,58	51,5	3218
6	74,13	14,69	61,8	3395
7	82,41	13,96	72,1	3598
8	94,71	12,88	82,4	3793
9	105	12	92,7	3879

За даними таблиці будують приблизний графік $F = f(l)$. Відстань Δl_i вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається з креслення.

Далі порівнюють результати розрахунку з рекомендованим графіком. Як правило, побудову меридіанного перерізу робочого колеса повторюють декілька разів, поки не буде отримано бажаного графіка $F = f(l)$. При цьому зміна форми

меридіанного перерізу робочого колеса досягається за рахунок зміни розміру A та радіусів R_{II} , R_{01} , R_{02} .



Графік зміни площ меридіанного перерізу

3.10 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії [28]. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

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

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

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

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

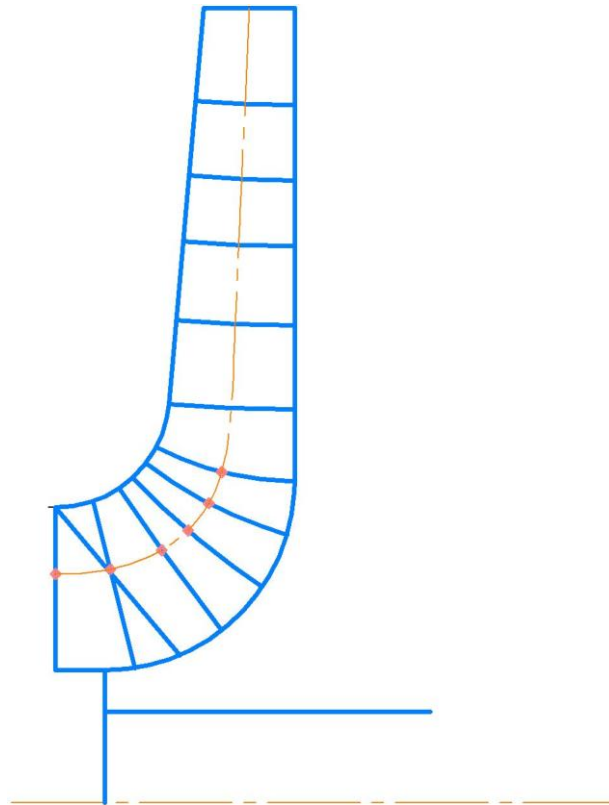


Рисунок 3.6 – Побудова нормалей

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості V_m вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість $V_m = \frac{Q_{p.k.}}{F}$ береться сталою вздовж нормалі.

Практика показала, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою ($V_m = const$) вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від n_s та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2.

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 3.2

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

Приймаємо кількість потоків – 2.

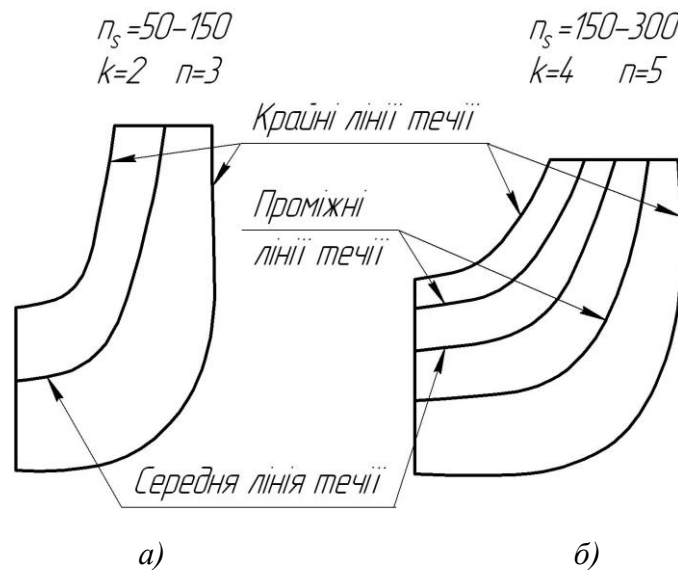


Рисунок 3.7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

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

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

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

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

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

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

$$r_{ц.м.} l = const .$$

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

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

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

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

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

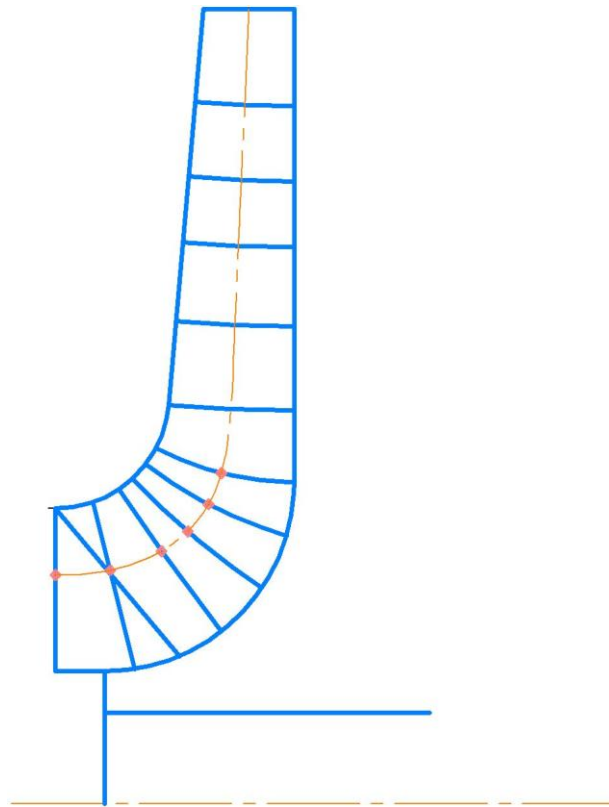


Рисунок 3.8 – Побудова ліній течії

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.11 Профілювання лопаті

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр) [28]. При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

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

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

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

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

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

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

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

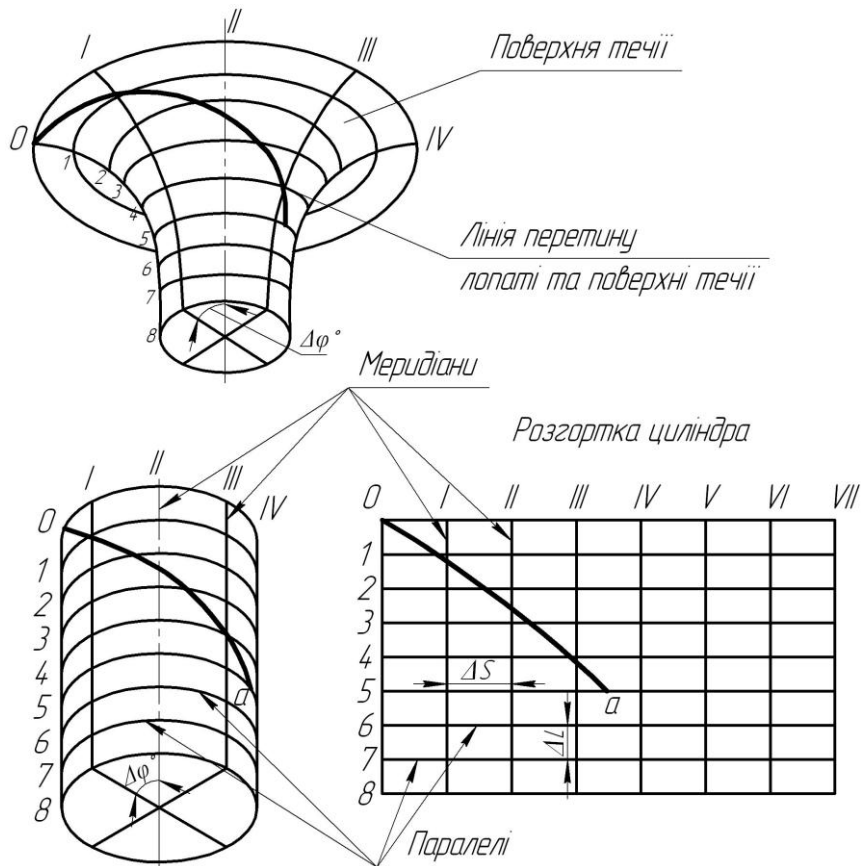


Рисунок 3.9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

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

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

де $r_{\text{іср}}$ - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

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

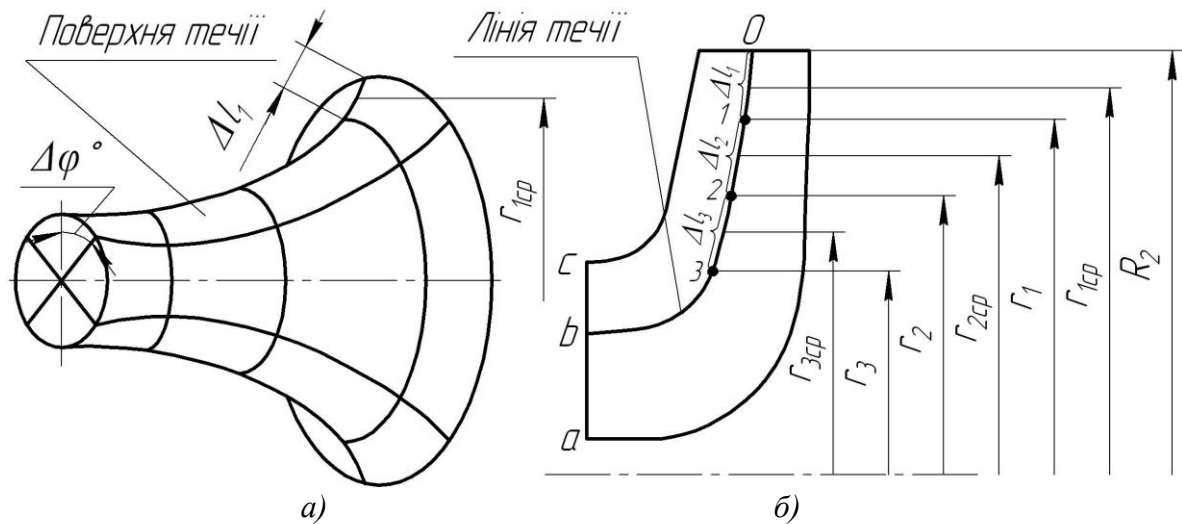


Рисунок 3.10 – Розбивка ліній течії

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

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

де $r'_{1cp} = R_2$.

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

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

Якщо величина $\Delta l''_1$ відрізняється від $\Delta l'_1$ більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину Δl_1 відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії течії у бік входу. Отримують точку 1, яка є перетином кола паралелі з лінією течії. Аналогічно визначається наступний відрізок Δl_2 , лише за вихідну точку береться отримана точка 1. При цьому у першому наближенні беремо $r'_{2cp} = r_1$. Таким методом розбивається на відрізки Δl кожна лінія течії. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення вхідної кромки лопаті. Після розбивки кожної лінії течії на відрізки Δl необхідно виконати контроль

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

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

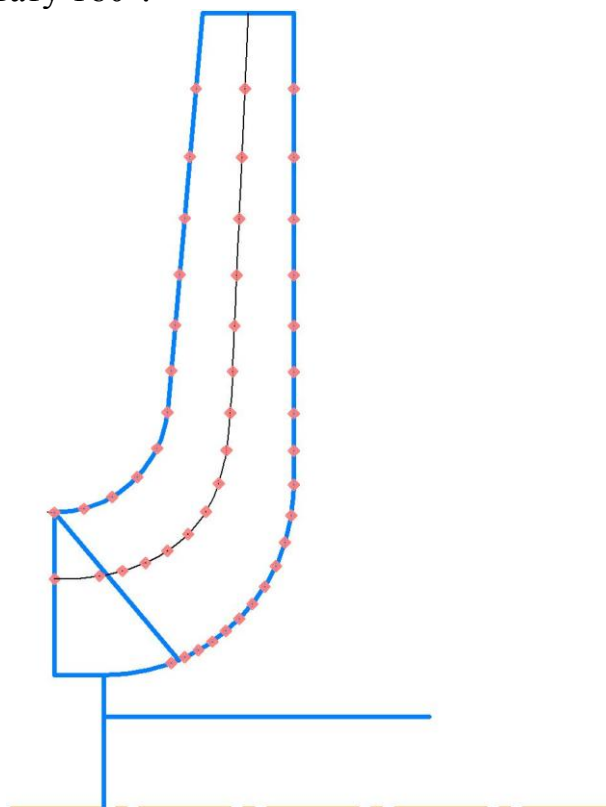
l_{0-i} - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки i .

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

Таблиця 3.4

n_s	50-70	70-100	100-300	300-400
Θ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охвату 160° .



Побудова координатної сітки

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до кута β_2 .

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

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості, то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку

вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 11 – пунктирна лінія).

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

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

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута β_2 .

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

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

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

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

- через точку I координатної сітки проводять промінь під кутом β_2 ;
- на відстані $\delta \geq \frac{1}{2}t$ від точки I проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці n_{II} ;
- з урахуванням вибору кута охвату лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан $i-i$;
- паралелі точок a, b, c для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки (a, b, c) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

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

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

y_i - відповідна відстань на лінії течії.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

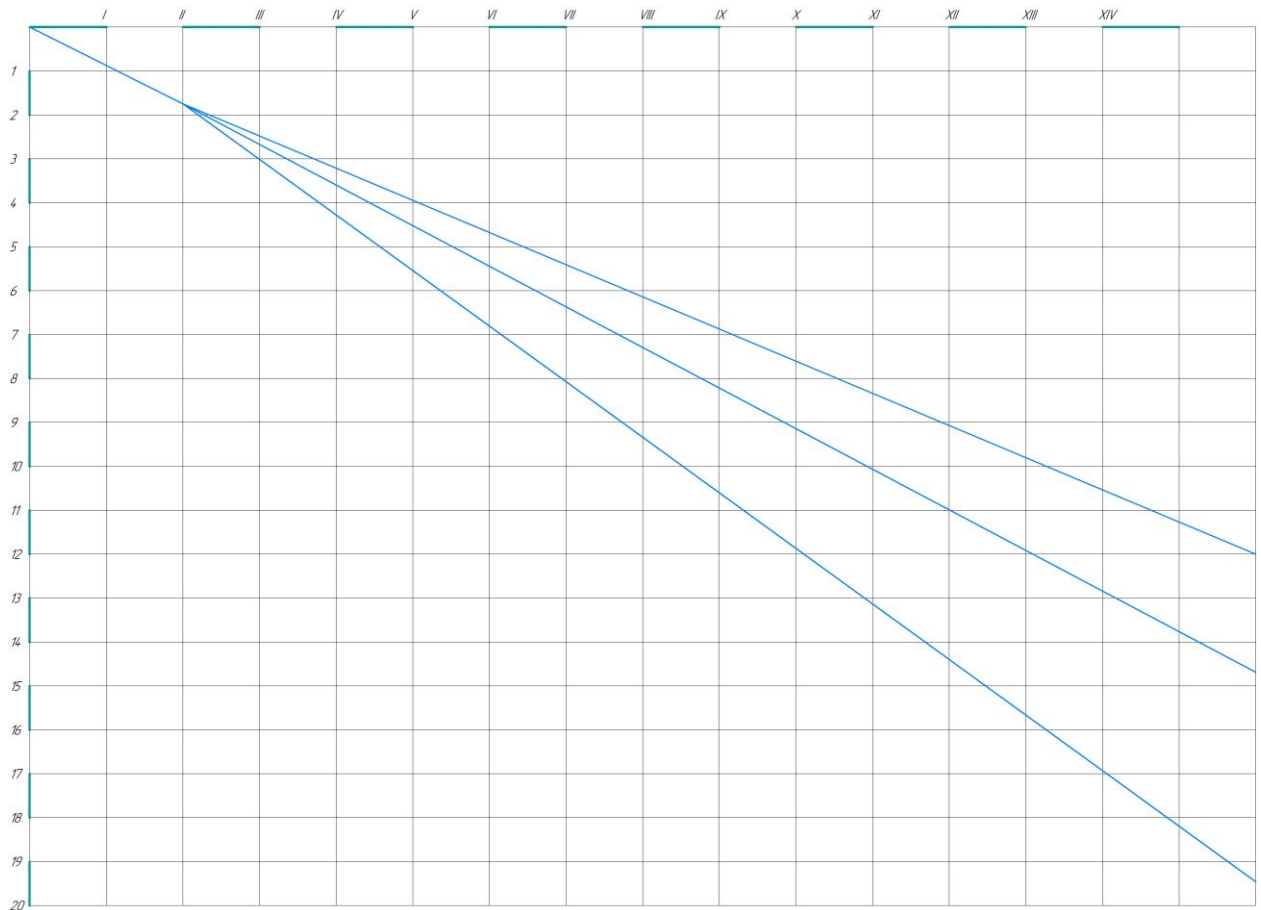


Рисунок 3.11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна)

Через точки a , b , c проводимо промені під кутами β_{1a} , β_{1b} , β_{1c} до перетину променя, проведеного під кутом β_2 у точках, що лежать нижче від точки n_{II} .

Для точки a :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,03902 \cdot 3000}{60} = 6,13$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,04}{6,13} = 26,38^\circ$$

$$\beta_{1a} = 26,38 + 5 = 31,38^\circ$$

Для точки b :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,06158 \cdot 3000}{60} = 9,67$$

$$\beta_{1Pb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,04}{9,67} = 17,45^\circ$$

$$\beta_{1b} = 17,45 + 5 = 22,45^\circ$$

Для точки c :

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,078 \cdot 3000}{60} = 12,25$$

$$\beta_{1па} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,04}{12,25} = 13,94^\circ$$

$$\beta_{1a} = 13,94 + 5 = 18,94^\circ$$

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

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

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

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

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

y_i - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

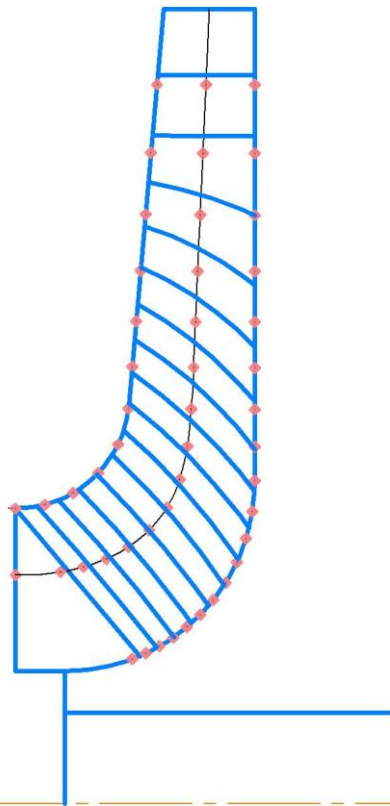


Рисунок 3.19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

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

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 3.20).

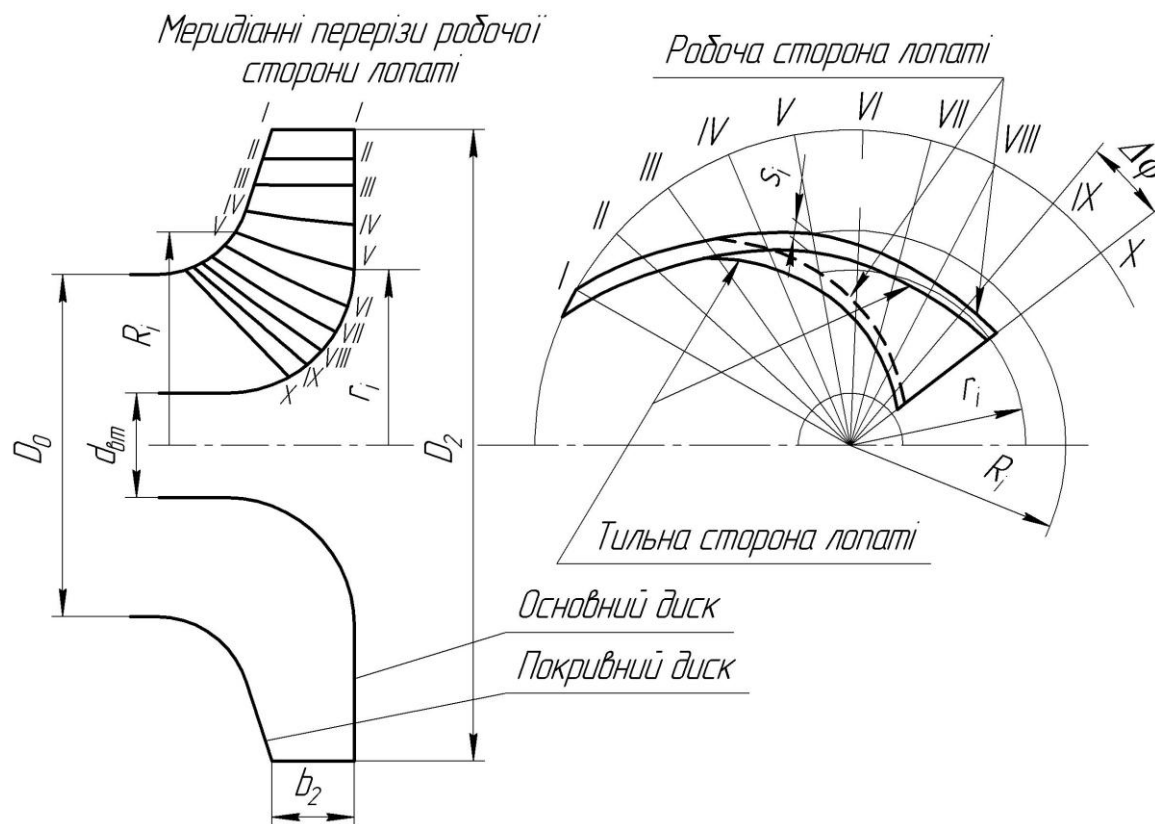


Рисунок 3.20 – Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами D_2 та d_{0m} , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани $I, II, III \dots$ тощо з кутовим кроком $\Delta\phi$. Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

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

3.12 Виконання робочого креслення робочого колеса

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, за яким виготовляються лопаті [28]. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

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

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

3.13 Розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним виходом

Спіральний відвід (див. рис. 1.1) являє собою камеру змінного перерізу (власне спіраль), розміщену навколо робочого колеса, що закінчується розбіжним напірним патрубком (дифузором) [28].

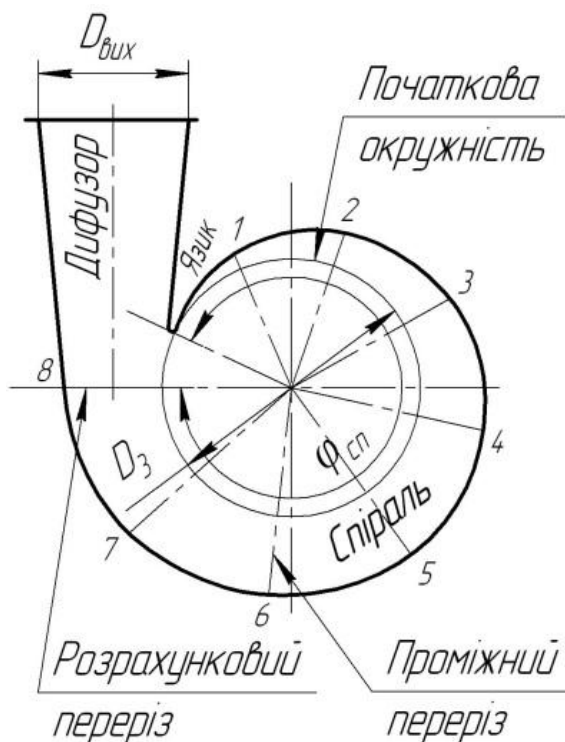


Рисунок 1.1 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом

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

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

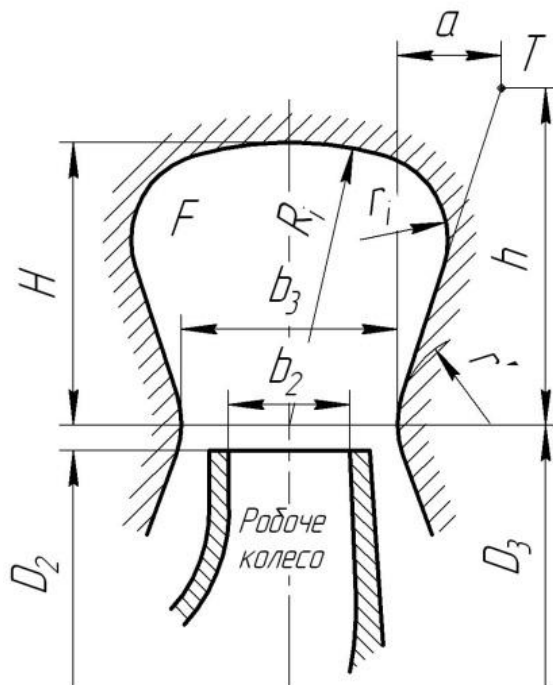


Рисунок 1.2 – Схема перерізу спіральної камери

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

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

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

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

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

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

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

Значення n_s , D_2 , b_2 , η_c визначають при розрахунку робочого колеса.

$$Q = 32 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$H = 40, \text{ м};$$

$$n = 3000, \text{ об/хв};$$

$$n_s = 65$$

$$D_2 = 0,21 \text{ м};$$

$$b_2 = 0,012 \text{ м};$$

$$\eta_r = 0,839;$$

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

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2 = (1,03 - 1,05)0,21 = 0,216 - 0,221 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$D_3 = 0,22 \text{ мм}$$

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

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2 = 0,012 + 0,05 \cdot 0,21 = 0,0225 \text{ мм}$$

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

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

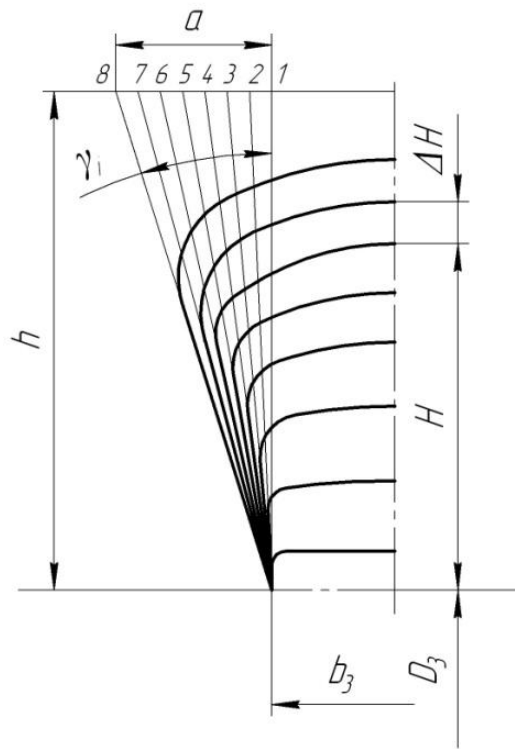


Рисунок 1.4 – Нахил бічних стінок спірального відводу

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

Приймаємо $\gamma = 16^\circ$

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

Кут обхвату спіралі ϕ_{cn} (див. рис. 2.5) залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s .

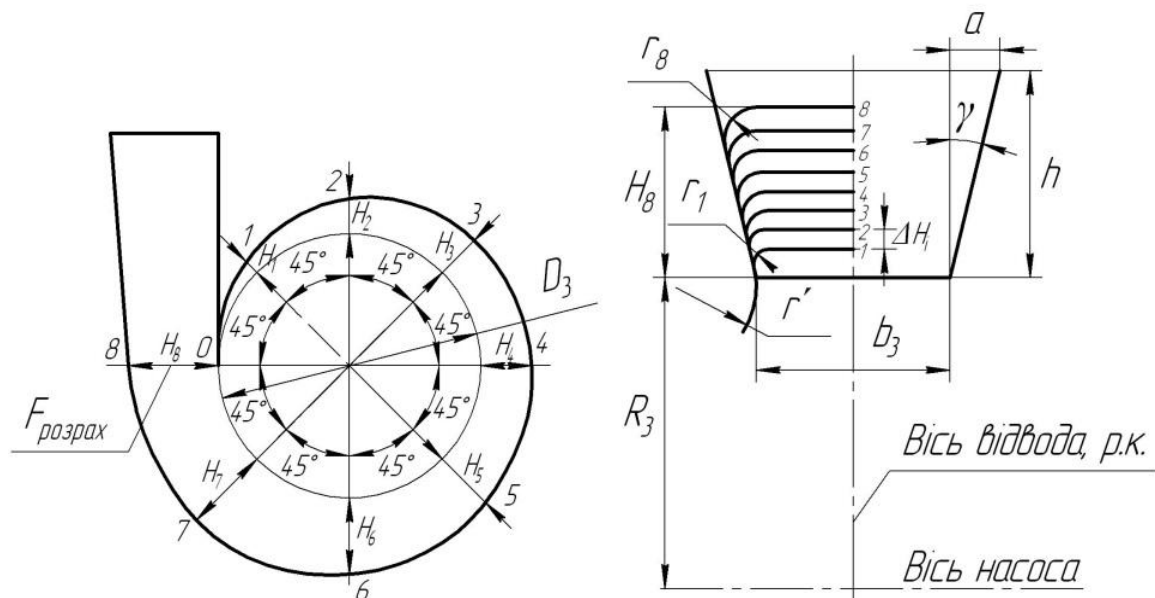


Рисунок 1.5 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо $\varphi_{cn} = 360^\circ$.

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

$$A_{cn, розрах} = \frac{\varphi_{cn}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_e n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,839 \cdot 3000 \cdot 32}{30 \cdot 9,81 \cdot 40} = 35,7.$$

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

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

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

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

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

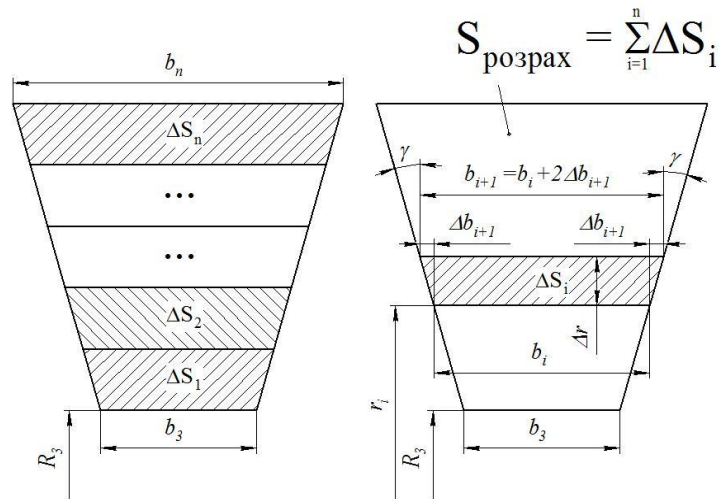


Рисунок 1.6 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

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

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

Момент швидкості K_2 , $\text{м}^2/\text{с}$, на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

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

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

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м ;

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

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

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

Тоді

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 47,68}{3,14 \cdot 3000} = 1,489 \text{ м}^2/\text{с}.$$

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

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

Таблиця 2 – Визначення площі розрахункового перерізу

№	Δr , м	r_i , м	b_i , м	$B_i = b_i/r_i$	$(B_i + B_{i+1})/2$	$K_2 \cdot \Delta r \cdot (B_i + B_{i+1})/2$	$\Sigma \Delta Q_i$
0		0,1075	0,018	0,16744186			
1	0.001	0,1085	0,018932615	0,17449415	0,170968005	0,000259411	0,933880076
2	0.001	0,1095	0,019865231	0,181417631	0,177955891	0,000270014	1,905930142
3	0.001	0,1105	0,020797846	0,1882158	0,184816716	0,000280424	2,915456154
4	0.001	0,1115	0,021730461	0,194892029	0,191553915	0,000290646	3,961782829
5	0.001	0,1125	0,022663077	0,20144957	0,198170799	0,000300686	5,044252972
6	0.001	0,1135	0,023595692	0,207891559	0,204670564	0,000310548	6,162226839
7	0.001	0,1145	0,024528307	0,214221024	0,211056291	0,000320237	7,315081519
8	0.001	0,1155	0,025460923	0,220440888	0,217330956	0,000329758	8,502210356
9	0.001	0,1165	0,026393538	0,226553973	0,22349743	0,000339114	9,723022383
10	0.001	0,1175	0,027326153	0,232563006	0,229558489	0,000348311	10,97694179
11	0.001	0,1185	0,028258768	0,23847062	0,235516813	0,000357352	12,2634074
12	0.001	0,1195	0,029191384	0,244279362	0,241374991	0,00036624	13,58187219
13	0.001	0,1205	0,030123999	0,249991694	0,247135528	0,000374981	14,93180281
14	0.001	0,1215	0,031056614	0,255609995	0,252800845	0,000383577	16,31267914
15	0.001	0,1225	0,03198923	0,261136569	0,258373282	0,000392032	17,72399385
16	0.001	0,1235	0,032921845	0,266573644	0,263855107	0,000400349	19,16525197
17	0.001	0,1245	0,03385446	0,271923377	0,26924851	0,000408533	20,63597054
18	0.001	0,1255	0,034787076	0,277187854	0,274555615	0,000416585	22,13567815
19	0.001	0,1265	0,035719691	0,282369099	0,279778477	0,00042451	23,66391464
20	0.001	0,1275	0,036652306	0,287469069	0,284919084	0,00043231	25,22023072
21	0.001	0,1285	0,037584922	0,292489663	0,289979366	0,000439988	26,80418762
22	0.001	0,1295	0,038517537	0,297432718	0,29496119	0,000447547	28,41535679
23	0.001	0,1305	0,039450152	0,302300017	0,299866368	0,00045499	30,05331955
24	0.001	0,1315	0,040382768	0,30709329	0,304696654	0,000462319	31,71766683
25	0.001	0,1325	0,041315383	0,311814211	0,30945375	0,000469537	33,40799883

За табличними даними будеється графік $Q = f(r)$, який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 2.7 показаний приклад побудови розрахункового й проміжного перерізів. На прикладі побудова проводиться для

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

спіралі з 8 перерізами. Тобто $Q_{\text{розрах}} = Q_8$. Для 12 й 16 перерізів підхід до побудови точно такий самий, тільки розрахункові перерізи будуть відповідати 12 й 16 перерізам. По осі Q відкладається $Q = Q_{\text{розрах}}$. Йому відповідає розмір H'_8 (для 8-го перерізу спіралі), що обмежить площу трапеції, яка відповідає площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом R_8 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x і F_y :

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

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

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

При цьому висота трапеції збільшиться до величини H_8 .

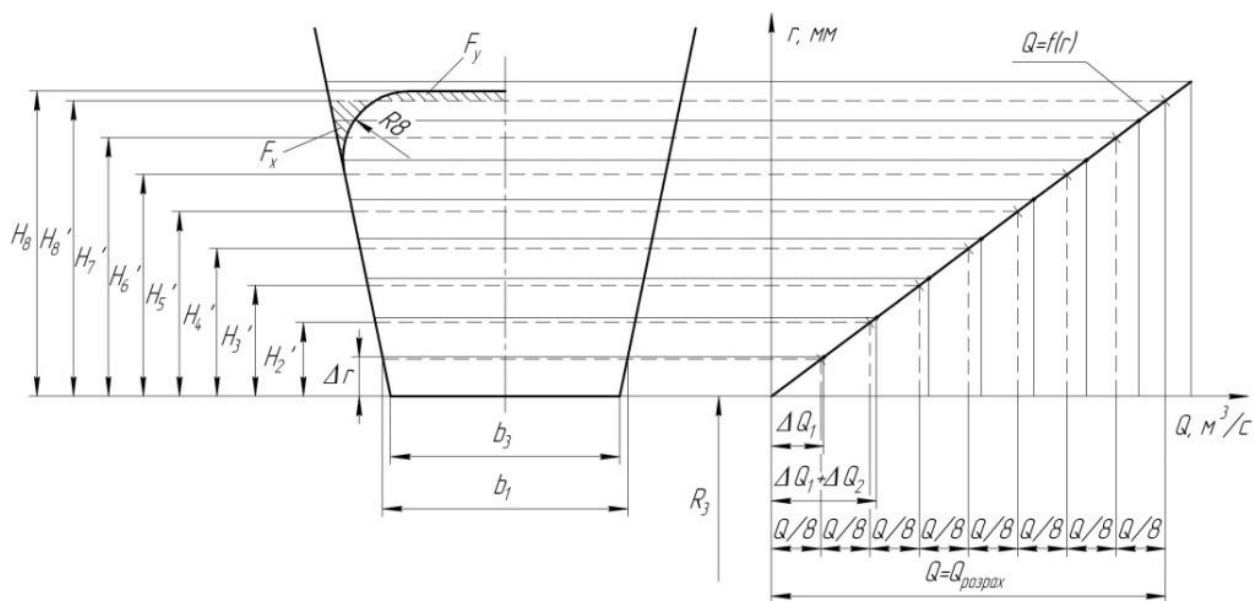


Рисунок 1.7 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ($F_{\text{розрах}} = F_8$) і проміжних ($F_1 - F_7$) перерізів

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

Методика побудови $F_{\text{пр}}$ така: меридіанний переріз розсікається кількома паралельними прямими $x-x$, паралельними осі насоса, а через точки їхнього перетинання з контуром перерізу і довільну точку O на осі обертання колеса проводять прямі $x-O$. Далі проводять пряму $P-P$ на довільній полюсній відстані

ρ від осі насоса (часто для спрощення беруть $\rho = D_3/2$) й опускають перпендикуляри із точок перетинання прямих $P-P$ і $x-0$ на відповідні лінії $x-x$. Отримана таким чином система точок утворить контур наведеного перерізу (пунктирна лінія на рис. 2.8). Критерієм правильності визначення $F_{розрах}$ є умова

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

де $A_{сп.граф} = F_{пр} / \rho$.

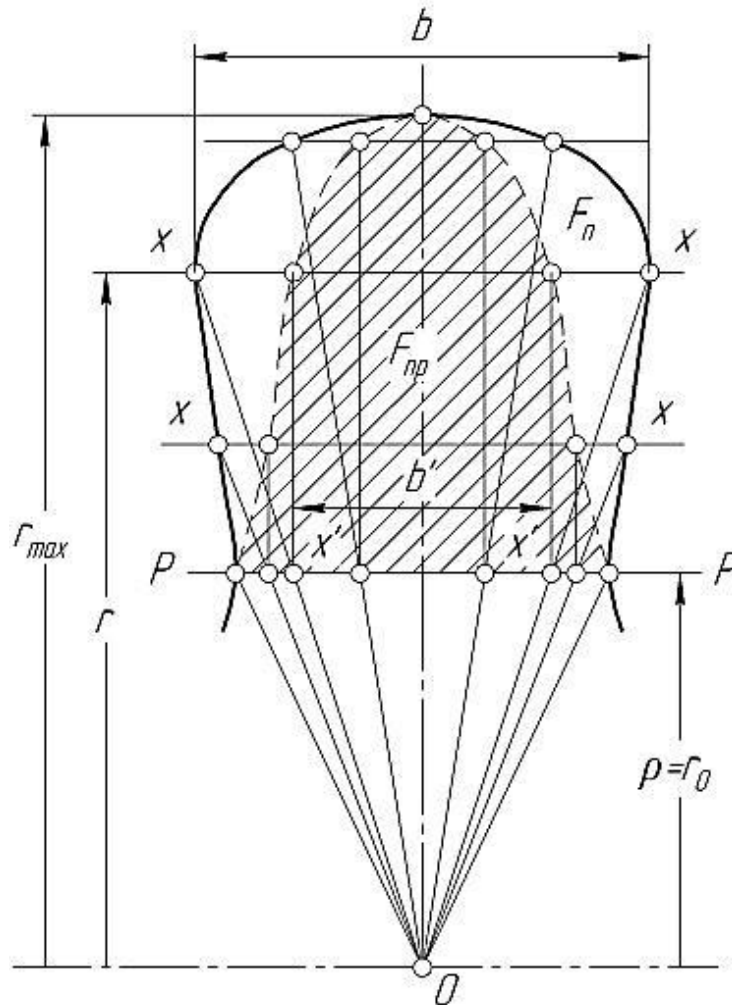


Рисунок 1.8 – Перевірка правильності визначення $F_{розрах}$

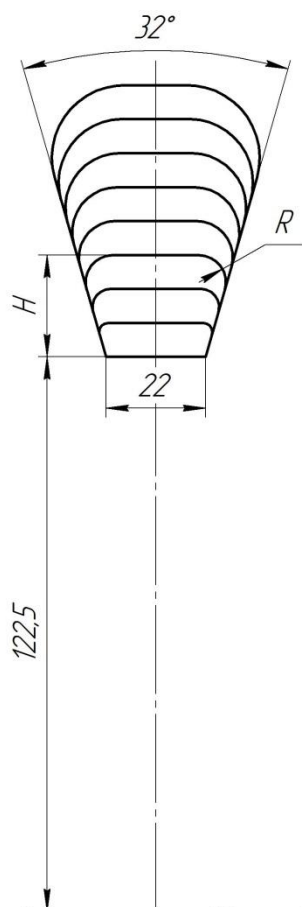
$$A_{сп.граф} = \frac{4,71}{0,1225} = 36,5 \approx A_{сп.розрах} = 35,7$$

Умова виконується

Після побудови розрахункового перерізу переходять до побудови проміжних перерізів. Для цього на графіку $Q = f(r)$ розбивають $Q_{розрах}$ на рівні частини, кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі. Аналогічно побудові

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

розрахункового перерізу визначають розміри проміжних $H'_1 - H'_7$. Гострі кути скругляються радіусами $r'_1 - r'_7$ і визначаються дійсні розміри $H_1 - H_7$.



Побудова проміжних перерізів

План спіралі будується в такій послідовності:

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

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

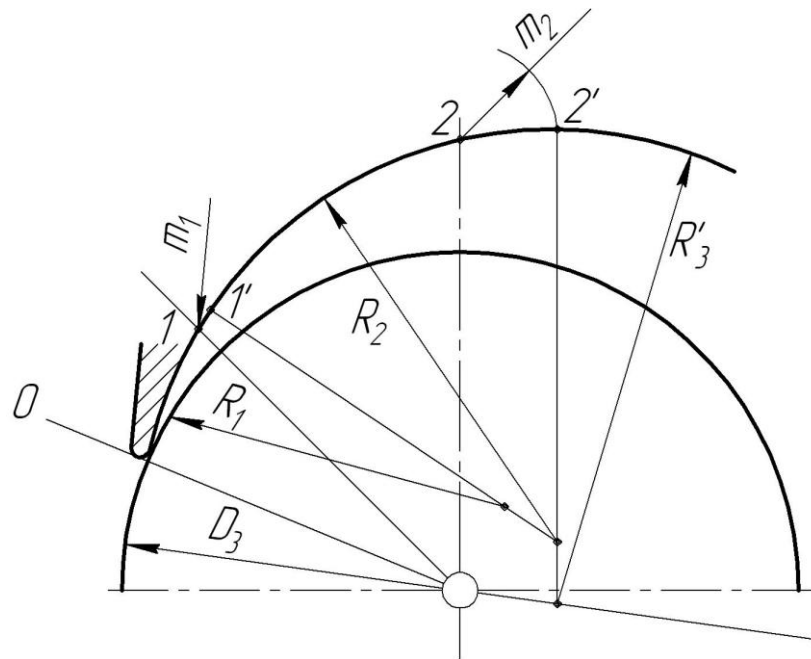


Рисунок 1.9 – Побудова контуру спіралі

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

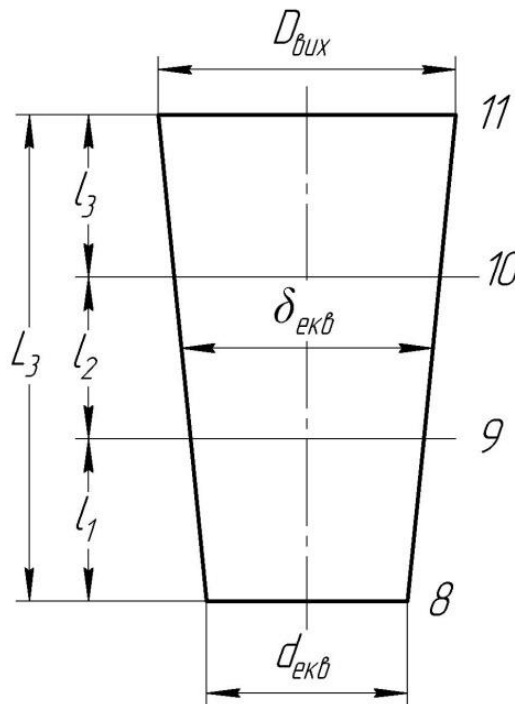


Рисунок 1.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32}{3,14 \cdot 3600 \cdot 4}} = 0,053 \text{ м.}$$

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

Приймаємо $D_{вих} = 50$ мм.

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

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

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

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

Тоді

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1624}{\pi}} = 46,35 \text{ мм.}$$

Приймаємо $L = 90$ мм.

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left(\frac{50 - 46,38}{2 \cdot 90} \right) = 7,6^\circ - \text{умова виконується.}$$

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

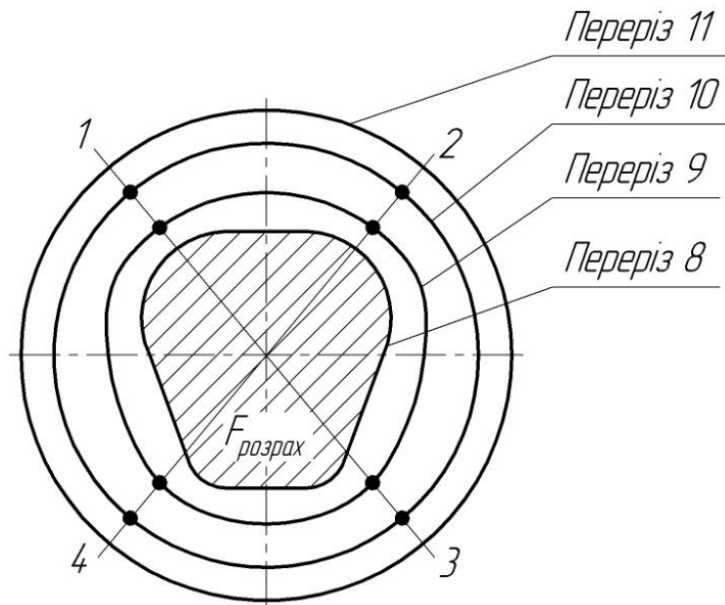


Рисунок 1.11 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

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

На кресленні відводу дані перерізи позначені необхідними для побудови розмірами.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА

4.1 Визначення осьової сили

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку [1].

Для врівноваження осьової сили в насосі приблизно симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 4.1).

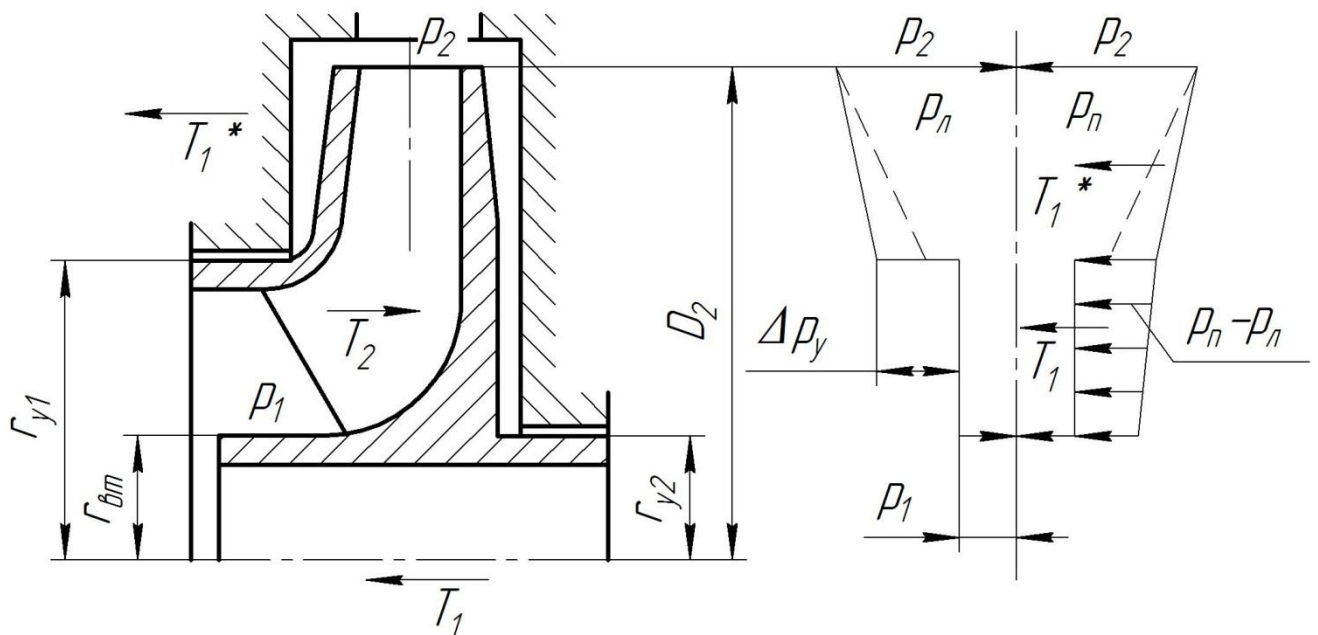


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі

У нашому випадку робоче колесо спроектоване таким чином, що переднє та заднє щільні ущільнення виконані одного діаметру. У такому випадку сили, які діють на колесо зліва та справа будуть дорівнювати одна одній та робоче колесо буде врівноваженим.

Отже, сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо дорівнює нулю.

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

4.2 Визначення радіальної сили

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{opt}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 4). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору [1].

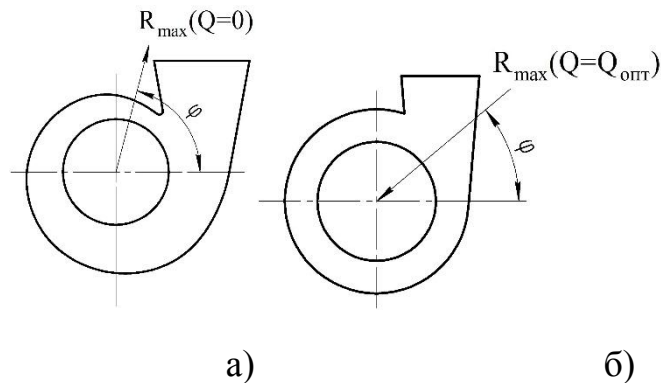


Рисунок 4.2 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:

а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

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

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2, \quad (4.7)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,21$ м,

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

$b_2 = 0,02$ м.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 65$, $K_R = 0,263$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$R = 0,263 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 40 \cdot 0,21 \cdot 0,02 = 433$ Н.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (5.1)$$

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти,

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

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

Для насосів за умови безударного входу на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

$$\lambda_1 = 1,2, \quad \lambda_2 = 0,3.$$

Швидкість $v_0 = 2,43$ м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (5.2)$$

де U_1 – кругова швидкість на вході в колесо,

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (5.3)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,078 = 0,0624 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0624 \cdot 3000}{60} = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіальна складова абсолютної швидкості v_{m1}

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (5.4)$$

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

При $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 2,43 = 3,04 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{9,8^2 + 3,04^2} = 10,26 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \frac{2,43^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{10,26^2}{2 \cdot 9,81} = 1,97 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n / \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (5.5)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{32}}{60 \cdot 1,97^{3/4}} = 956.$$

Отримане значення кавітаційного коефіцієнту швидкохідного проєктованого відцентрового консольного насоса $C = 956$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості [3].

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

6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

6.1 Вибір типу ущільнення

Для проектованої конструкції відцентрованого консольного насоса в якості кінцевого ущільнення валу приймаємо сальникове ущільнення (рис. 4.1) [1].

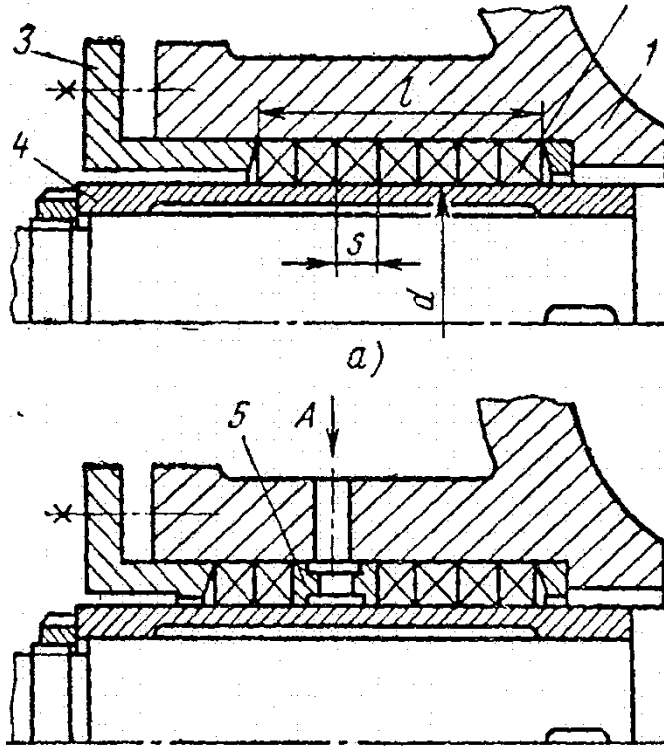


Рисунок 6.1 – Схема сальникового ущільнення

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

З метою захисту сальникового ущільнення відцентрового від надмірного зношування до вузла сальникового ущільнення подається запірні рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості запірної рідини використовується холодна технічно чиста вода з температурою не вище, ніж 40°C. Витрата води, яка подається в сальнику, дорівнює 0,01 м³/год.

										Лист
										53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Згідно [1] товщина кільця сальникової набивки

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

де d – діаметр валу насоса в місці набивки сальника, мм ($d = 60$ мм).

$$S = \sqrt{60} = 7,75 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 8$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

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

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

s – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 8 = 32 \text{ мм.}$$

У відповідності із ДСТУ 5152 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 8x8.

6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (6.3)$$

де r – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 38 \text{ мм})$$

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

n – частота обертання вала, об/хв,

σ_0 – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²,

l – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки,

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

Контактне напруження у місці контакту сальникової набивки із захисною втулкою валу насоса

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (6.4)$$

де l – довжина пакета ($l = 32$ мм),

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя,

s – товщина кільця сальникової набивки, см ($s = 8$ мм),

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 1$ кг/см²).

$$\sigma_0 = 1 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{32}{8}} = 1,22 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,8^2 \cdot 0,8 \cdot 1,22 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{32}{8}}\right) = 1,42 \text{ кВт.}$$

7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна

Потужність насоса [1] на номінальному режимі за прийнятої густини рідини перекачуваної насосом $\rho = 1000$ кг/м³.

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot 40}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,798} = 4,37 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,798$ – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

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

Приймаємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 4,37 = 4,81 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун АИР100L2 з наступними номінальними параметрами:

Потужність електричного двигуна – 5,5 кВт;

Напруга живлячої електродвигун мережі – 220 В.

Частота обертання (синхронна) ротора електричного двигуна – 3000 об/хв.

7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання [1].

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 ($n_A = 0$):

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

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (6.3)$$

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (6.4)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{4810}{314} = 15,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 15,3 = 3,21 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (6.5)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{\text{max}} = N_{\text{ДВ}} \quad (6.6)$$

$$N_{\text{ДВ}} = 5,5 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{314} = 17,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

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

$$n_B = 0,3n_{\text{НОМ}}, \quad (6.7)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{\text{max}}, \quad (6.8)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 17,5 = 0,525 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2}, \quad (6.9)$$

$$k = \frac{17,5}{3000^2} = 1,94 \cdot 10^{-6}$$

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

$$M = kn^2. \quad (6.10)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 7.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 7.1 будують залежність $M = f(n)$
- точки $A(n_0; M_0)$ та $B(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані лінії спрягають плавною кривою.

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

Таблиця 7.1 – Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	0,485	1,94	4,37	7,76	12,13	17,5

На рисунку 7.1 наведена пускова моментна характеристика проектованого насосного агрегату з консольним відцентровим насосом.

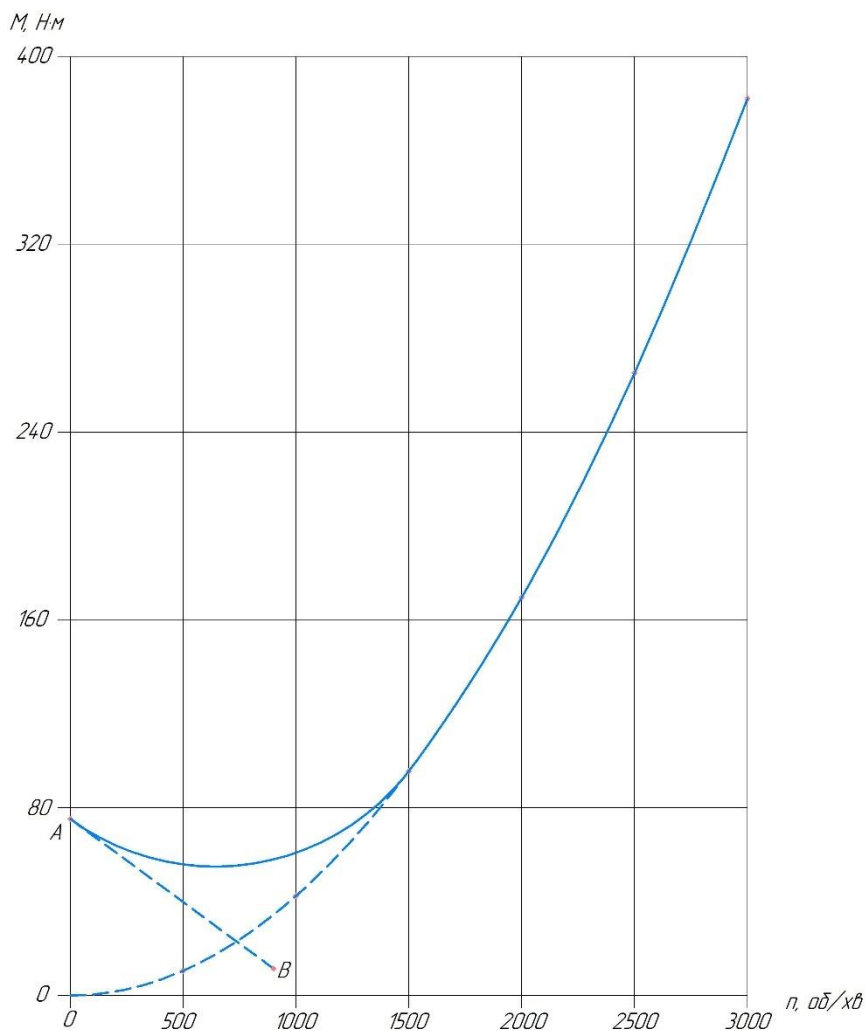


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика проектованого насосного агрегату

8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса [1] наведена на рисунку 8.1

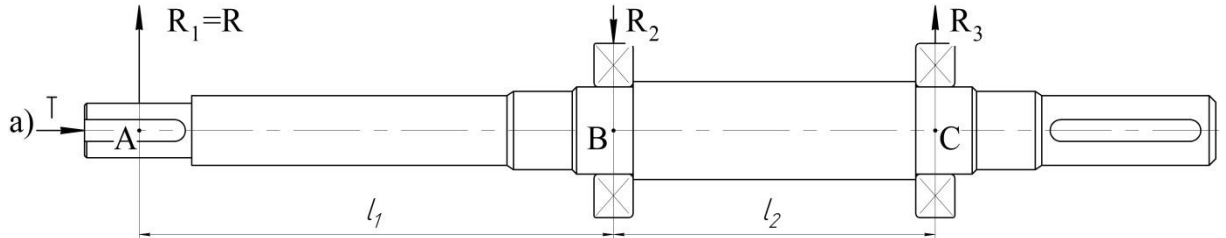


Рисунок 8.1 – Схема навантаження валу насоса

Навантаження P_1 визначають за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (8.1)$$

де G_K – вага робочого колеса, Н,

G_{1B} – вага валу на довжині l_1 , Н,

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 31,4 \text{ Н}, G_{1B} = 68,2 \text{ Н}, R = 433 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 31,4 + \frac{1}{3} \cdot 68,2 + 433 = 487 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (8.2)$$

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

$$G_{2B} = 73 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 73 = 24 \text{ Н}.$$

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

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (8.3)$$

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

$$G_{\text{ПМ}} = 48 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 31 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 48 + \frac{1}{3} \cdot 31 = 58 \text{ Н}.$$

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

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,172$ м, $l_2 = 0,13$ м, $l_3 = 0,058$ м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (8.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (8.5)$$

$$R_B = \frac{24 \cdot 0,172 - 58(0,13 + 0,058) - 487 \cdot 0,172 / 2}{0,13} = 374 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (8.6)$$

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

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (8.7)$$

$$R_A = \frac{24 \cdot 0,13/2 + 487 \cdot (0,172 + 0,13) - 58 \cdot 0,058}{0,13} = 1117 \text{ Н.}$$

8.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений підшипник 3208 ДСТУ 8328, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність [1].

Статична вантажопідйомність даного підшипника

$$C_0 = 75600 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність даного підшипника

$$C = 63000 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (8.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (XVFr + YFa) = K_T K_\delta \quad (8.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1,2$,

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

температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$, коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 1117 \text{ Н}; F_a = A = T = 0 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$.

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 1117 + 0) \cdot 1 \cdot 1,2 = 1340 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{63000}{1340} \right)^3 = 57734 \text{ г}.$$

Таким чином, можна зробити висновок про те, що довговічність підшипника забезпечується.

8.3 Розрахунок валу на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [1].

Для визначення напружень в перетинах валу побудуємо епюру згинальних моментів.

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

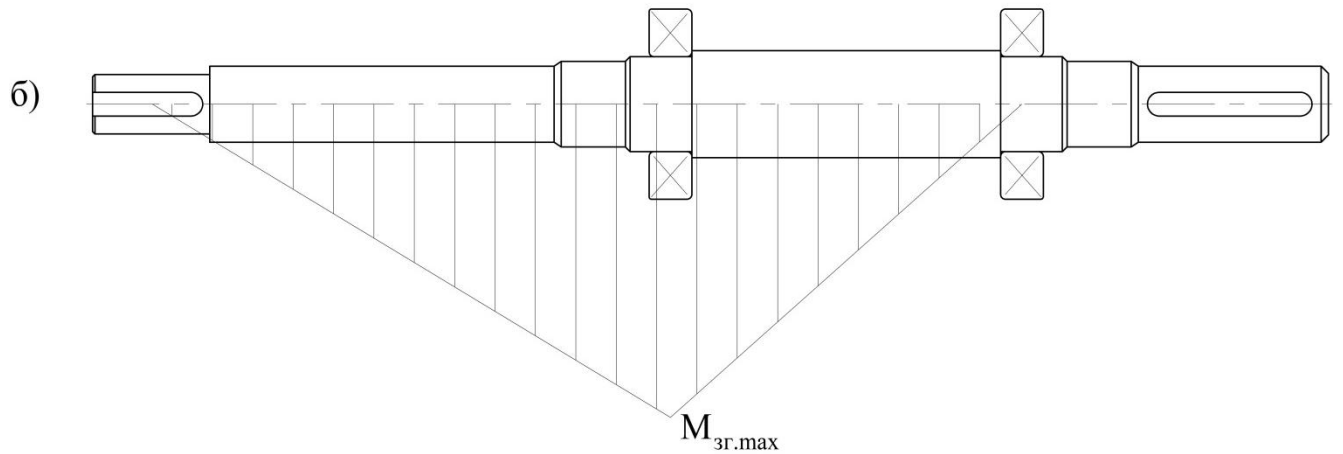


Рисунок 8.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_l \quad (8.10)$$

$$P_1 = 1117 \text{ Н}, l_l = 0,13 \text{ м},$$

$$M_u = 1117 \cdot 0,13 = 145 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (8.11)$$

де N – потужність насоса, $N = 4,37$ (див.розд.7)

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{4,37}{3000} = 13,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{II} = 0,1d^3 \quad (8.12)$$

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

де $d = 40$ мм – діаметр валу насоса під підшипники

$$W_{И} = 0,1 \cdot 0,04^3 = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору кручення

$$W_{КР} = 0,2d^3 \quad (8.13)$$

$$W_{КР} = 0,2 \cdot 0,04^3 = 1,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{И} = \frac{M_{И}}{W_{И}} \quad (8.14)$$

$$\sigma_{И} = \frac{145}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 22,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,7 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{КР} = \frac{M_{КР}}{W_{КР}} \quad (8.15)$$

$$\tau_{КР} = \frac{13,9}{1,28 \cdot 10^{-6}} = 10,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 10,9 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{ЕКВ} = \sqrt{\sigma_{И}^2 + 3\tau_{КР}^2} \quad (8.16)$$

$$\sigma_{ЕКВ} = \sqrt{22,7^2 + 3 \cdot 10,9^2} = 29,5 \text{ МПа}.$$

Матеріал валу – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_T = 780$ МПа.

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

Запас міцності за межею текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЕКВ}}} \quad (8.17)$$

$$n_T = \frac{780}{29,5} = 26,4$$

Умова статичної міцності валу насоса виконується.

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку [1]

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780$ МПа.

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості $\sigma_T = 350$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 12Х18Н9ТЛ.

Межа текучості $\sigma_T = 450$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{\text{КР}} = 13,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 6 \times 6 \times 45$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання валу насоса з робочим колесом визначальними є напруження зминання

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2M_{\text{КР}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (8.18)$$

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

де l_p – робоча довжина шпонки,

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

$$l_p = l - \epsilon = 45 - 6 = 39 \text{ мм}, t_1 = 3 \text{ мм}, h = 6 \text{ мм}, d = 40 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 13,9}{0,04 \cdot 0,039 \cdot (0,006 - 0,003)} = 59,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,4 \text{ МПа}$$

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

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (8.19)$$

Для матеріалу валу приймаємо Сталь 40Х

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

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

Умови міцності шпонкового з'єднання робочого колеса з валом насоса на змінання виконується.

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

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Організація пожежної безпеки на підприємстві

Керівник буд-якого промислового або іншого типу підприємства (організації, установи тощо) зобов'язаний знати, у який спосіб йому необхідно забезпечити на території відповідної організації (підприємства, установи) пожежну безпеку. Для спеціалістів з організації охорони праці та безпеки життєдіяльності людини це питання є достатньо важливим також з огляду на те, що їм обов'язково необхідно проводити відповідні інструктажі з пожежної безпеки на відповідному підприємстві (організації, установі). Крім того до їхніх безпосередніх посадових обов'язків належить ведення та заповнення у встановлені терміни журналів із техніки безпеки [15].

На відповідному промисловому або іншого типу підприємстві (організації, установі) у обов'язковому порядку мають бути заздалегідь розроблені та доведені до персоналу (робітників, працівників) вимоги щодо дотримання пожежної безпеки, які містять у собі [19]:

- вимоги щодо безпеки людей (робітників, працівників);
- вимоги до виробничих, службових та іншого типу або призначення приміщень відповідної організації (установи);
- вимоги щодо змісту та організації систем опалення приміщень та споруд;
- вимоги щодо організації вентиляції приміщень та забезпечення необхідного мікроклімату;
- вимоги щодо машин та промислового або іншого типу технологічного чи нетехнологічного обладнання, задіяного на підприємстві під час виконання операції;
- вимоги щодо товарів та матеріалів, задіяних у виробничому технологічному процесі підприємства, та які знаходяться на тривалому зберіганні на його території (у приміщеннях чи спорудах);

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

– вимоги щодо забезпечення електробезпеки під час роботи працівників (робітників, персоналу) із відповідним обладнанням, задіяним у промисловому технологічному процесі підприємства (організації, установи тощо);

– вимоги щодо утримання та зберігання автомобільного транспорту та інших транспортних засобів, які знаходяться на території відповідного підприємства та безпосередньо або ж опосередковано задіяні у промисловому виробничому процесі;

– порядок організації та проведення спільних дій адміністрації підприємства (організації, установи) та служб пожежної охорони під час ліквідації пожег, які виникають на підконтрольній території відповідного підприємства (організації, установи тощо) у зоні відповідальності.

Безпосередню особисту відповідальність за організацію пожежної на відповідному підприємстві (організації, установі) несе керівник цього підприємства [17]. Відповідальність за організацію пожежної безпеки у виробничих та невиробничих приміщеннях підприємства (організації, установи) безпосередньо несуть відповідні начальники цехів (для виробничих приміщень) або ж керівники відповідних структурних підрозділів (для невиробничих приміщень). У їхніх відповідних посадових інструкціях мають бути в обов'язковому порядку чітко та недвозначно прописані права, обов'язки та відповідальність за виконання (або невиконання) правил щодо дотримання пожежної безпеки на підприємстві (організації, установі). На підприємстві (організації, установі) у обов'язковому порядку мають бути оформлені відповідні встановлені нормативами документи щодо дотримання пожежної безпеки. Контроль за належним виконанням усіх необхідних вимог відповідних керуючих документів та локальних актів з охорони праці на підприємстві (організації, установі), а також за неухильним дотриманням на підприємстві (організації, установі) протипожежного режиму безпосередньо здійснює особа, яка призначена внутрішніми розпорядженнями відповідальною за пожежну безпеку на даному конкретному виробничому або іншого типу підприємстві [18].

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

Чинні нормативні документи встановлюють досить жорсткі вимоги до технічного стану промислового технологічного або нетехнологічного обладнання підприємства (організації, установи). До такого обладнання належать [16]:

- машини та механізми;
- оброблювальні верстати;
- механічний або ж ручний інструмент;
- конвеєри;
- інше обладнання, яке може бути потенційно небезпечним для людини під час його експлуатації.

Крім того нормативні документи висувають вимоги щодо протипожежного стану промислового технологічного обладнання, а також щодо підтримання протипожежного режиму на підприємстві під час його експлуатації у ході виконання технологічних операцій, безпосередньо пов'язаних з процесом виробництва промислової продукції відповідного підприємства (організації, установи) [20].

На відповідному промисловому або непромисловому підприємстві (організації, установі) у обов'язковому порядку має бути виданий внутрішній наказ про перевірку роботи та справності наявних систем пожежогасіння та автоматичної пожежної сигналізації, а також про призначення відповідальної особи, яка має стежити за справним станом відповідних систем. Необхідну кількість первинних засобів пожежогасіння у виробничих та невиробничих приміщеннях і спорудах визначають залежно від відповідної категорії цих споруд та приміщень згідно з діючими нормативними документами. Згідно із цими документами приміщення за вибухопожежною та пожежною безпекою розділяють на категорії [15]:

А, Б, В1–В4, Г, Д;

а споруди – на категорії:

А, Б, В, Г, Д.

Крім того виробничі приміщення підприємств класифікують за вибухонебезпечними зонами згідно з Правилами експлуатації електроустановок,

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

згідно із якими на відповідному підприємстві виконують вибір технологічного та іншого типу електрообладнання.

Крім того слід зазначити, що абсолютно увесь спектр робіт зі створення та підтримання пожежної та вибухопожежної безпеки виробничого або іншого типу підприємства (організації, установи) починають з співставлення розробленого заздалегідь річного плану протипожежних заходів відповідного підприємства. Виходячи з запланованих відповідних заходів виконують розробку пропозицій до бюджету відповідного виробничого або іншого типу підприємства (організації, установи) на черговий майбутній фінансовий рік. Цілком очевидно, що без наявності відповідного фінансування у достатній кількості якісний стан протипожежного та противибухового захисту промислового підприємства є абсолютно неможливим [17].

З метою покращання стану протипожежної безпеки на підприємстві проводять навчання достатньої кількості спеціалістів (робітників, працівників, персоналу тощо), до складу якого входить [19]:

- проведення вхідного, первинного, повторного, позапланового і цільового інструктажів щодо дотримання правил протипожежної безпеки з урахуванням особливостей технологічного процесу конкретного виробничого підприємства;

- організація на регулярній основі занять з оволодіння знаннями щодо протипожежно-технічного мінімуму;

- проведення відповідних навчань та протипожежних тренувань безпосередньо на самому підприємстві та з урахуванням особливостей його виробничого технологічного процесу.

Забезпечення необхідного рівня електричної безпеки на виробничому або іншого типу підприємстві є абсолютно необхідним та надзвичайно важливим не лише з точки зору захисту людей (робітників, працівників тощо) від ураження їх електричним струмом під час виконання безпосередніх службових обов'язків та під час перебування на території підприємства, а й з метою підвищення рівня пожежної безпеки на цьому підприємстві. Як свідчить статистика, близько

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

половини від усіх зареєстрованих випадків виникнення пожежі на підприємствах відбуваються внаслідок порушення правил електричної безпеки під час роботи з електричним обладнанням (устаткуванням). З метою належної організації робіт щодо забезпечення високого рівня електричної безпеки на підприємстві керівник цього підприємства своїм наказом призначає відповідальну особу, до службових обов'язків якої буде належати забезпечення та контроль за станом електричної безпеки. Дана особа виконує на своєму підприємстві наступні обов'язки [17]:

- забезпечення безпеки працівників підприємства під час виконання ними робіт на електроустановках;
- організація систематичного проведення вимірювань відповідних значень опорів ізоляції та заземлення виробничого технологічного або нетехнологічного обладнання (устаткування) на підприємстві;
- контроль за дотриманням робітниками (працівниками) виробничого або іншого типу підприємства (організації, установи) відповідних правил, норм та інструкцій щодо охорони праці у галузі електричної безпеки з урахуванням особливостей технологічного процесу на даному конкретному підприємстві;
- організація та контроль за процесом з розроблення та впровадження більш досконаліх, надійних та безвідмовних пристроїв, призначених для вимикання, блокування або захисту діючих електричних установок (обладнання, устаткування);
- інші необхідні дії, спрямовані на покращання ситуації із рівнем протипожежного захисту на підприємстві.

Одним з обов'язкових документів, призначених для підвищення рівня протипожежної безпеки на підприємстві є план евакуації людей та матеріальних цінностей [20].

Такий план на даному конкретному підприємстві розробляє спеціальна комісія, склад якої призначає адміністрація та затверджує його внутрішнім наказом.

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

10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Розробка бізнес-плану виробництва нової техніки

У сучасних ринкових умовах планування діяльності промислового машинобудівного підприємства є життєвою необхідністю для забезпечення успішного просування компанії на ринку. Будь-якому машинобудівному підприємству на кожному етапі свого існування (становлення, розвиток, стабільна зрілість) необхідно мати заздалегідь підготовлений бізнес-план, який дозволяє на початковому етапі життєвого циклу даного конкретного підприємства своєчасно та правильно визначити головні та другорядні цілі, а на подальших етапах відслідковувати за досягненням вказаних цілей із обов'язковою можливістю внесення необхідних коригувань, які враховують певний ступінь невизначеності на момент складання самого плану та зміну зовнішніх факторів під час його реалізації.

Бізнес-план – це обов'язковий документ, що достатньо коротко та точно описує стратегію майбутнього бізнесу. Він є найважливішим інструментом під час розгляду великої кількості різноманітних ситуацій, з якими стикається підприємство під час реалізації своєї діяльності, і який дозволяє здійснити вибір найбільш виграшну стратегію, прийняти найбільш перспективне рішення та визначити сили і засоби, необхідні для її виконання.

Саме тому будь-яка особа (як фізична, так і юридична), яка має своїм наміром здійснення успішної, конкурентоспроможної та довготривалої підприємницької діяльності та отримувати стабільний прибуток у ринковому середовищі, повинен мати ретельно продуманий та всебічно обґрунтований детальний бізнес-план своєї подальшої економічної діяльності. Такий бізнес-план має визначати основні елементи підприємницької діяльності, а саме:

- стратегію ведення бізнесу;
- тактику ведення бізнесу;
- вибір цілей бізнесу;

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

- технічні засоби та технологію ведення бізнесу;
- структуру організації виробництва машинобудівної продукції;
- стратегію реалізації виробленої підприємством продукції на ринку у конкурентних умовах.

Саме наявність такого ретельно розробленого бізнес-плану дозволяє підприємству здійснювати активний розвиток своєї підприємницької діяльності, приваблювати до себе та своєї діяльності інвесторів, здатних шляхом вкладання грошових коштів дозволити розширити виробництво та диверсифікувати ринок збуту, а також партнерів у веденні бізнесу та кредитні ресурси з різних доступних джерел.

Будь-яке промислове машинобудівне підприємство на самому початку своєї підприємницької діяльності має достатньо чітко уявляти майбутню затребуваність фінансових, матеріальних, трудових, інтелектуальних та інших видів ресурсів, можливі та доступні джерела їхнього отримання. Крім того слід також вважати на необхідність вміння проведення точного розрахунку ефективності використання наявних на підприємстві сил та засобів під час реалізації виробничого технологічного процесу машинобудівного підприємства.

Широко відомо завдяки накопиченому практичному досвіду впродовж багатьох років досліджень, що в умовах ринкової економіки підприємці, які діють в умовах розвиненої конкуренції, не зможуть досягти скільки-небудь значущого стабільного упродовж більш-менш тривалого часу успіху, якщо вони не здатні достатньо чітко та ефективно планувати свою підприємницьку діяльність, постійно виконувати активне збирання актуальної інформації (а також її оброблення і акумулювання) щодо стану цільових ринків своєї машинобудівної продукції, щодо позиціонування фірм-конкурентів на цих ринках, а також власних можливостях і майбутніх перспективах щодо диверсифікації ринків та розширення номенклатури продукції даного конкретного промислового машинобудівного підприємства.

Таку роботу у обов'язковому порядку необхідно виконувати для вивчення основ майбутнього бізнес-плану підприємства, а також для набуття певних

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

практичних навичок і компетенцій з планування майбутньої успішної підприємницької діяльності машинобудівного виробничого підприємства.

Бізнес-план підприємства має давати деталізоване пояснення щодо того, яким чином буде відбуватися у майбутньому управління бізнесом для стабільного забезпечення прибуткової діяльності підприємства, а також для гарантованого повернення вкладених у нього інвестицій. Постійні та складно прогнозовані зміни економічного середовища, у якому відбувається підприємницька діяльність компанії, цілком очевидно передбачають постійні уточнення та перегляд вже розробленого бізнес-плану, що у свою чергу буде вимагати відповідного розроблення механізму приваблення управлінського та іншого персоналу даного конкретного підприємства до цього виду необхідної роботи.

Слід також зазначити, що відсутність ретельно пропрацьованого та продуманого бізнес-плану, який би піддавався систематичному коригуванню відповідно до зміни умов функціонування підприємства на ринку (ринковому сегменті), може стати не лише суттєвим недоліком та ознакою слабкості управлінського персоналу підприємства-виробника, а й призвести до значного ускладнення у привабленні фінансових або іншого типу ресурсів та у досягненні довготривалої стабільності і прибутковості компанії в умовах конкурентного ринкового середовища.

Таким чином, можна сказати, що бізнес-план промислового машинобудівного підприємства – це критична базова (стартова) точка для усієї майбутньої стратегії подальшої діяльності машинобудівного підприємства-виробника на ринку.

Бізнес-план є стислим, але точним і недвозначно зрозумілим описом майбутнього промислового машинобудівного бізнесу. Такий план дозволяє здійснити вибір з великої кількості різноманітних ситуацій найбільш перспективні та визначити усі необхідні сили та засоби для їх майбутнього досягнення. Головною метою розробки бізнес-плану є приваблення потенціальних інвесторів та партнерів до майбутнього бізнесу. Крім того добре розроблений та об'єктивно аргументований бізнес-план дає можливість отримання кредитних

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

ринку для своєї продукції, про стан і плани своїх конкурентів на тому ж самому сегменту ринку, про свої власні спроможності щодо диверсифікації ринку та розширення номенклатури вироблюваною ним продукції, про перспективи зміни споживацького попиту.

Зазвичай бізнес-план розробляють у три основні етапи.

Перший етап розроблення бізнес-плану передбачає збирання інформації про стан ринку, перевірку та оброблення отриманої інформації, формування майбутньої стратегії маркетингу. Крім того на даному етапі доцільно здійснити розроблення альтернативних варіантів майбутнього бізнес-плану.

Другий етап розроблення бізнес-плану передбачає формування інвестиційної програми приваблення грошових коштів, необхідних для реалізації прийнятої стратегії підприємства на ринку (сегменту ринку). Така програма має містити у собі усі необхідні розрахунки одноразових початкових та подальших поточних витрат та доходів із відповідним розподілом їх за усіма формами власності, чергами розвитку елементів структури виробничого машинобудівного підприємства та реалізації із подальшим дисконтуванням.

Третій етап розроблення бізнес-плану передбачає оцінювання на основі попередньо зібраної та перевіреної інформації відповідних показників проєктної пропозиції щодо даного конкретного бізнесу згідно з обраною стратегією.

Усі бізнес-плани для зручності користування доцільно оформлювати у вигляді таблиці чи графічного матеріалу (графіки, блок-схеми тощо). Проте текстовий варіант також може бути прийнятним за умови зручності його використання.

Слід також зазначити, що під час проведення планування бізнес-стратегії підприємства доцільним є дослідження того, яким чином реалізація даного конкретного проєкту зможе вплинути на положення даного конкретного виробничого машинобудівного підприємства, а у першу чергу на його власну фінансову незалежність та платоспроможність. Тому визначення цих важливих показників має дуже важливе значення, оскільки у тому випадку, якщо для виробничого машинобудівного підприємства буде необхідним залучення

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

додаткових грошових коштів, призначених для реалізації обраної згідно з визначеним бізнес-планом стратегії розвитку підприємства, воно буде примушене звернутися до банкової установи. При цьому банкова установа буде здійснювати оцінювання можливості кредитування цього підприємства не лише з точки зору потенційної очікуваної привабливості та розрахункової ефективності інвестиційного проєкту для даного конкретного підприємства, але ще й з точки зору наявної та прогнозованої платоспроможності цього підприємства.

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

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.

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

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 «ХП», 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 «ХП», 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. І. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.

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

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 р.

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.

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