

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розробка насоса для хімічної промисловості**

Здобувача групи ГМм-21 Грек Олег Володимирович

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

_____ Грек Олег Володимирович

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 кваліфікаційну роботу магістра

Грек Олег Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка насоса для хімічної промисловості»
затверджена наказом по університету від «21» листопада 2023р. № 1317-VI
2. Термін здавання закінченої роботи 21.12.2023 р.
3. Вихідні дані до роботи:
параметри насоса: $Q = 38 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 45 \text{ м}$, частота обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$;
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 6 листів ф. А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Дата видачі завдання - 10.10.2023 р.

Студент _____
(підпис)

Грек О.В.

Керівник _____
(підпис)

Панченко В.О.
(прізвище, ініціали)

Анотація

Пояснювальна записка: 80 с., 7 рисунків, 3 таблиці, 32 літературних джерела.

Тема роботи «Розробка насоса для хімічної промисловості».

Графічні матеріал: 6 аркушів формату А1: складальне креслення насоса, складальне креслення виїмної частини, креслення робочого відцентрового колеса, креслення корпусу насоса, креслення кронштейну, креслення кришки сальника.

Мета роботи – розроблення ефективної конструкції відцентрового консольного насоса для хімічної промисловості, який має осьове підведення рідини, тангенціальне відведення рідини, один робочий ступінь.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса згідно отриманого завдання;
- наведено опис конструкції хімічного відцентрового консольного насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунок та проектування відцентрового закритого робочого колеса та профілювання його лопаті;
- виконано розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним напірним патрубком;
- виконано розрахунок навантажень, які діють на ротор насоса;
- виконано розрахунок насоса на кавітацію;
- виконано вибір та розрахунок кінцевого ущільнення;
- підібрано привідний електродвигун;
- розраховано довговічність підшипників кочення;
- виконано розрахунки на міцність деталей насоса (валу, шпонок).

У економічному розділі розглянуто принципи організації робочого місця працівника.

У розділі з охорони праці розглянуто хімічні небезпечні фактори на промисловому виробництві.

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

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ХІМІЧНИХ НАСОСІВ	6
2 БУДОВА НАСОСА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ.....	9
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.....	14
3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	15
3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	17
3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	18
3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	19
3.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	21
3.10 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті	25
3.11 Профілювання лопаті.....	29
3.12 Виконання робочого креслення робочого колеса	36
3.13 Розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним виходом	37
4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА.....	50
4.1 Визначення осьової сили	50
4.2 Визначення радіальної сили.....	51
5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ	52
6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	54
6.1 Вибір типу ущільнення.....	54
6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	55
7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	56
7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна.....	56
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	57
8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ	61
8.1 Розрахунок реакцій в опорах	61

8.2 Розрахунок довговічності підшипників	63
8.3 Розрахунок валу на статичну міцність	64
8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом	67
9 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	69
10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	74
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	79

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ХІМІЧНИХ НАСОСІВ

Хімічні насоси призначені для перекачування різних агресивних рідин (для перекачування хімікатів, хімічно активних рідин), тому основними галузями їх застосування є хімічна і нафтохімічна (перекачування кислот, лугів, нафтопродуктів), лакофарбова (фарби, лаки, розчинники та ін.) і харчова промисловість [31].

Хімічні насоси перекачують кислоти і луги, органічні продукти, зріджені гази і т.п., які характеризуються вибухонебезпечністю, різною температурою, токсичністю, схильністю до полімеризації і налипання, вмістом розчинених газів. Характер перекачуваних рідин обумовлює те, що хімічні насоси виготовляються повністю з хімічностійких полімерів [31].

Можливість вибрати матеріал комплектуючих частин насоса дозволяє забезпечити найбільш правильну хімічну сумісність з рідиною і/або навколишнім середовищем з урахуванням температури [31].

Хімічні насоси достатньо поширені і зустрічаються в різних технологічних процесах. Вони оптимальні як для мобільного, так і стаціонарного застосування. Хімічно стійке обладнання використовується у [32]:

- інженерних мережах гальванічних цехів;
- водо- і газоочищення;
- каналізаційних мережах;
- машинобудуванні;
- системах водопідготовки;
- фотоіндустрії тощо.

Продаж хімічних насосів також має попит у таких сферах [32]:

– Хімічна промисловість – перекачування агресивних рідин, корозійних речовин, розчинів із твердими частинками. Відведення стічних вод, у яких містяться луги та/або кислоти.

- Лакофарбова галузь – виготовлення розчинників, лаків, фарб тощо.

– Целюлозно-паперова промисловість – перекачування окислювачів, клею та інших подібних речовин.

– Водопідготовка – перекачування електролітів, соляної кислоти та інших хімічно активних речовин.

– Обробка металів – подача розчину сірчаної кислоти для цинкування дроту, перекачування розчину нікелю під час гальванування металевих елементів тощо.

– Сталеливарне виробництво – очищення рідин, у яких містяться зважені частинки.

Насоси для хімічної промисловості, що використовуються в перерахованих вище сферах, можуть справно функціонувати в умовах високого або розрідженого тиску, як за високих, так і низьких температур [32].

З якими рідинами працює хімічний насос.

Насоси для перекачування хімічно агресивних рідин представлені безліччю пристроїв різних типів. Тобто можна підібрати обладнання для перекачування різних рідин [32]:

- кислоти (сірчана, соляна, азотна, фосфорна);
- луги;
- розчинники;
- розчини з твердими включеннями;
- середовища з високим вмістом хлоридів, карбонатів та інших речовин;
- стічні води з хімічно активними домішками;
- розчини солей;
- радіоактивні, стерильні, висококорозійні та багато інших рідин.

Існують не тільки насоси для кислот, а й агрегати для оцтової або сірчаної кислоти. Крім того виробники виготовляють моделі насосів, призначені для хімічно агресивних абразивних сумішей [32].

Існує безліч різновидів насосного обладнання, призначеного для роботи з хімічно агресивними середовищами [32]:

– Хімічний насос з магнітною муфтою – в такому агрегаті комутація робочого колеса з валом здійснюється через магнітну муфту, а не торцеве ущільнення. Це гарний варіант, якщо на виробництві потрібні пристрої з продуктивністю до 50 м³/год. Середовище, що перекачується, має мати щільність до 2000 кг/м³, а допустима температура рідини становить +3...+95 °С. Такий насос для перекачування агресивних рідин має особливість: передача крутного моменту виконується за допомогою магнітів. Один із них прикріплений до вала насоса, а інший – до вала двигуна.

– Міні-насос із магнітною муфтою – схожий з обладнанням попереднього типу, але розрахований на малі витрати. Такий насос для агресивного середовища малої продуктивності застосовується для перекачування невеликих обсягів хімічно активних рідин.

– Напівзаглибний вертикальний хімічний насос – цей агрегат може перекачувати різні агресивні речовини, включно з сильно забрудненими рідинами. Насосна частина занурюється в середовище, що перекачується, а мотор з плитою залишаються зовні ємності. Якщо вас зацікавив такий насос хімічний, ціна на нього може варіюватися залежно від моделі. Встановлювати обладнання можна на глибині від 250 до 1250 мм залежно від моделі.

– Відцентровий хімічний насос – це пристрій, що підходить для роботи з різними хімічно активними рідинами. Продуктивність варіюється в діапазоні від 0,3 до 5000 м³/год.

– Хімічний мембранний насос – застосовується для перекачування дуже в'язких або надто хімічно агресивних середовищ. Крім того, підходить для роботи з речовинами, в яких є тверді частинки.

Для досягнення мети даної роботи було обрано конструкційне рішення хімічного насоса у вигляді одноступеневої горизонтальної конструкції з осьовим підведенням рідини, спіральним корпусом, який має тангенціальне відведення перекачуваної рідини.

2 БУДОВА НАСОСА ТА ПРИНЦИП ЙОГО РОБОТИ

Відцентровий горизонтальний насос має корпус з осьовим вхідним і тангенціальним напірним патрубками. Разом з корпусом відлиті опорні лапи. З торця корпус закритий кришкою, у якій розміщене сальникове ущільнення. До корпусу шпильками кріпиться знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачена стійка. Змащування підшипників – консистентне через штуцер. У місцях виходу валу з кронштейну встановлені манжети. Робоче колесо встановлене на консольній ділянці валу і зафіксоване гайкою-обтікачем. Для розвантаження осьових зусиль застосовані симетричні ущільнення з обох боків робочого колеса. У корпусі насоса для випуску повітря і зливання води передбачені отвори, закриті пробками. З'єднання насоса з електродвигуном здійснює пружна муфта. Насос і електродвигун встановлюють на загальній зварній рамі.

Корпус спіральний є базовою статорною деталлю консольного насоса, у якому відлиті канали відводу. Фланець патрубка має стандартизовані розміри. Опорна поверхня напірного фланця повинна бути суворо горизонтальною.

Насос працює наступним чином. Робоча рідина через усмоктувальний патрубок на корпусі насоса подається до вхідної воронки робочого колеса. Робоче колесо насоса обертається, лопаті робочого колеса за рахунок силової взаємодії з перекачуваною рідиною передають їй енергію, тобто механічна енергія обертання перетворюється на гідравлічну енергію. У робочому колесі рідина змінює рух з осьового на відцентровий і виходить з колеса на його зовнішньому діаметрі. Після виходу з робочого колеса рідина потрапляє у спіральний відвід, рухається по ньому до дифузору, а потім – через напірний патрубок у напірний трубопровід.

Приводом насоса слугує асинхронний електричний двигун, який передає крутний момент через пружну муфту.

Кінцеве ущільнення насоса комбіноване: динамічне імперного типу та сальникове з промивкою водою.

Конструкція насоса передбачає встановлення робочих колес різних типів: відцентрового закритого, напіввідкритого, відкритого. Вибір конкретної конструкції робочого колеса залежить від характеристик перекачуваної рідини, а саме: в'язкості, наявності твердої фази у суміші, здатності рідини до швидкої кристалізації тощо.

3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

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

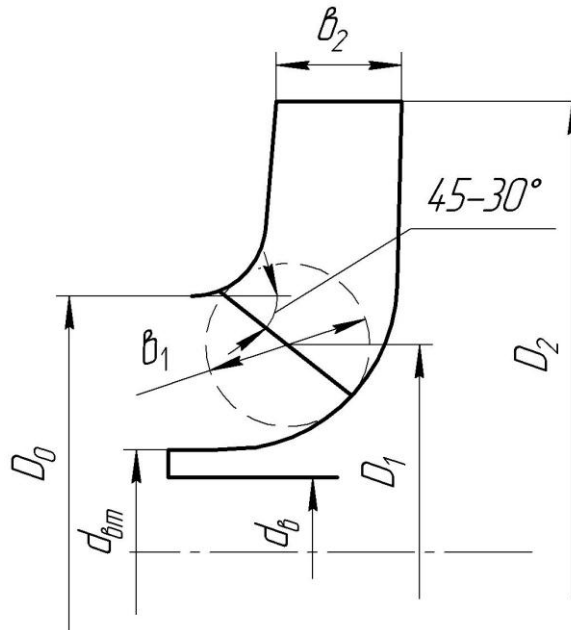


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

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 $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 38$ м³/год = 0,0106, м³/с;
- напір $H = 45$, м;
- частота обертання $n = 3000$, об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{38}{3600}}}{45^{\frac{3}{4}}} = 64,8.$$

Округлюємо до цілого значення $n_s = 65$.

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).

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{38}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 64,64 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 65^{\frac{2}{3}}} = 0,959.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{38}{0,959} = 39,62 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 64,64 - 0,172)^2} = 0,844.$$

Внутрішній механічний ККД

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

Повний ККД насоса

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

де $\eta_{Г}$ - 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).

$$\eta = 0,959 \cdot 0,844 \cdot 0,837 \cdot 0,99 = 0,671$$

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.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 38 \cdot 45}{3600 \cdot 0,671} = 6944 \text{ Вт}.$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{Г}} = \frac{45}{0,844} = 53,32 \text{ м}.$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

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;

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

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 6944 = 7638 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{7638 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 24,31 \text{ Н·м,}$$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{24,31 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 22,99 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_g = 25 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

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

Приймаємо

$$d_{em} = 35 \text{ мм.}$$

3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

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

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{64,64^2 + 35^2} = 73,51 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр вхідної воронки

$$D_0 = 75 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k.}}{3600\pi(D_0^2 - d_{em}^2)} = \frac{4 \cdot 39,62}{3600\pi(0,075^2 - 0,035^2)} = 3,18 \text{ м/с.}$$

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 $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 75 = 60 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіус середньої точки R_1 , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході $\beta_{1п}$.

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{60}{2} = 30 \text{ мм.}$$

Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. У першому наближенні меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює V_0 .

$$V'_{1m} = V_0 = 3,18 \text{ м/с.}$$

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.

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 3,18 = 3,98 \text{ м/с.}$$

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.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot 3000}{60} = 9,42 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах $V_{1U} = 0$.

Тоді

$$\beta_{1п} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,98}{9,42} = 22,9^\circ.$$

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 $\Delta\beta = 3-8^\circ$ вводить 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° .

$$\beta_1 = 22,9 + 5 = 27,9^\circ.$$

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 $s_1 = s_2 = 4$ 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

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4}{2\pi \cdot 30 \sin 27,9^\circ}} = 1,465$$

$$|1,465 - 1,25| = 0,215 > 0,01 \text{ - умова не виконується.}$$

Тоді приймаємо $\Psi_1 = 1,465$ і виконуємо розрахунок для 2-го наближення:

$$V_{1m} = 1,465 \cdot 3,18 = 4,66 \text{ м/с;}$$

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{4,66}{9,42} = 26,32^\circ;$$

$$\beta_1 = 26,32 + 5 = 31,32^\circ;$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4}{2\pi \cdot 30 \sin 31,32^\circ}} = 1,4$$

$$|1,465 - 1,4| = 0,065 > 0,01 \text{ - умова не виконується.}$$

Тоді приймаємо $\Psi_1 = 1,4$ і виконуємо розрахунок для 3-го наближення:

$$V_{1m} = 1,4 \cdot 3,18 = 4,45 \text{ м/с;}$$

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{4,45}{9,42} = 25,29^\circ;$$

$$\beta_1 = 25,29 + 5 = 30,29^\circ;$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4}{2\pi \cdot 30 \sin 30,29^\circ}} = 1,407$$

$$|1,407 - 1,4| = 0,007 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходять з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{39,62}{3,14 \cdot 0,06 \cdot 4,45 \cdot 3600} = 0,013 \text{ м.}$$

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]

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 53,32}{0,5}} = 32,34 \text{ м/с},$$

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

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 32,34}{3,14 \cdot 3000} = 0,206 \text{ м}.$$

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 .

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 3,18 = 2,39 \text{ м/с}.$$

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.

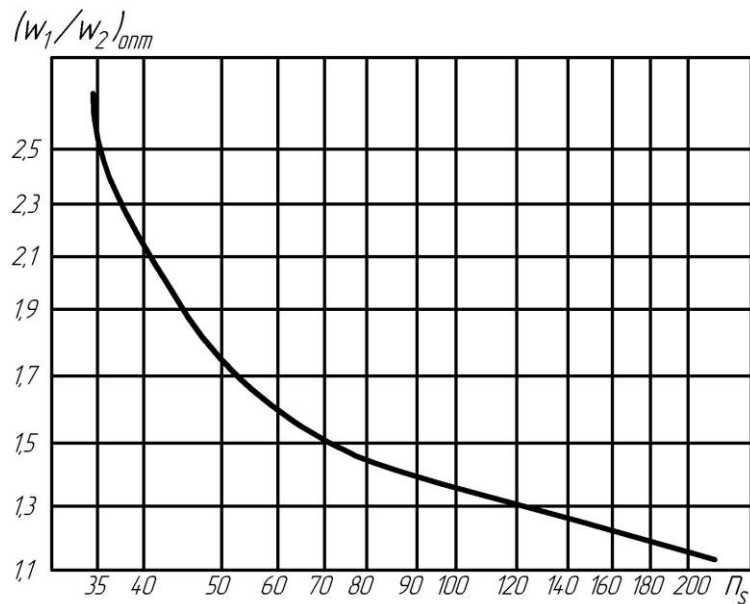


Рисунок 3.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

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

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) = \arcsin \left(1,55 \cdot \frac{1,07}{1,407} \cdot \frac{2,39}{3,18} \sin 30,29^\circ \right) = 26,54^\circ$$

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 $n_s < 150$:

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

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 26,54^\circ = 0,825$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2} = 2 \frac{0,825}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{60}{206}\right)^2} = 0,258$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,258} = 0,795$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{45}{0,844 \cdot 0,795} = 67,07 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V_{2m}' = 1,07 \cdot 2,39 = 2,56 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

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

$$= \frac{2,56}{2 \operatorname{tg} 26,54^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,56}{2 \operatorname{tg} 26,54^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 67,07 + 0} = 28,34 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 28,34}{\pi \cdot 3000} = 0,18 \text{ м.}$$

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

1-е наближення

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4}{\pi \cdot 180 \cdot \sin 26,54}} = 1,125$$

$$|1,125 - 1,07| = 0,055 > 0,01 - \text{умова не виконується.}$$

2-е наближення

$$\Psi_2 = 1,125;$$

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,125 \cdot 2,39 = 2,69 \text{ м/с.}$$

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

$$= \frac{2,69}{2 \operatorname{tg} 26,54^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,69}{2 \operatorname{tg} 26,54^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 67,07 + 0} = 28,48 \text{ м/с.}$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 28,48}{\pi \cdot 3000} = 0,181 \text{ м}$$

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4}{\pi \cdot 181 \cdot \sin 26,54}} = 1,124$$

$$|1,125 - 1,124| = 0,001 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{39,62}{\pi \cdot 0,181 \cdot 2,69 \cdot 3600} = 0,007 \text{ м.}$$

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).

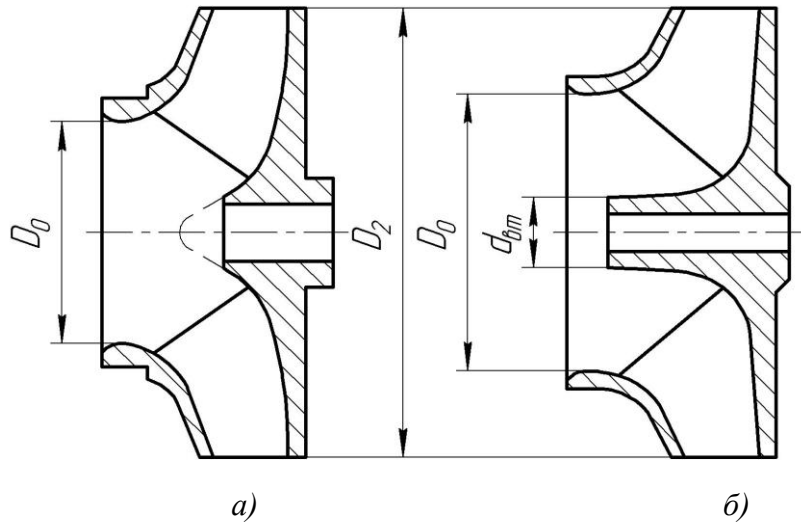


Рисунок 3.3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:
а – робоче колесо консольного насоса;
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

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 багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

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

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

другому внаслідок малого радіуса R_{II} (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.

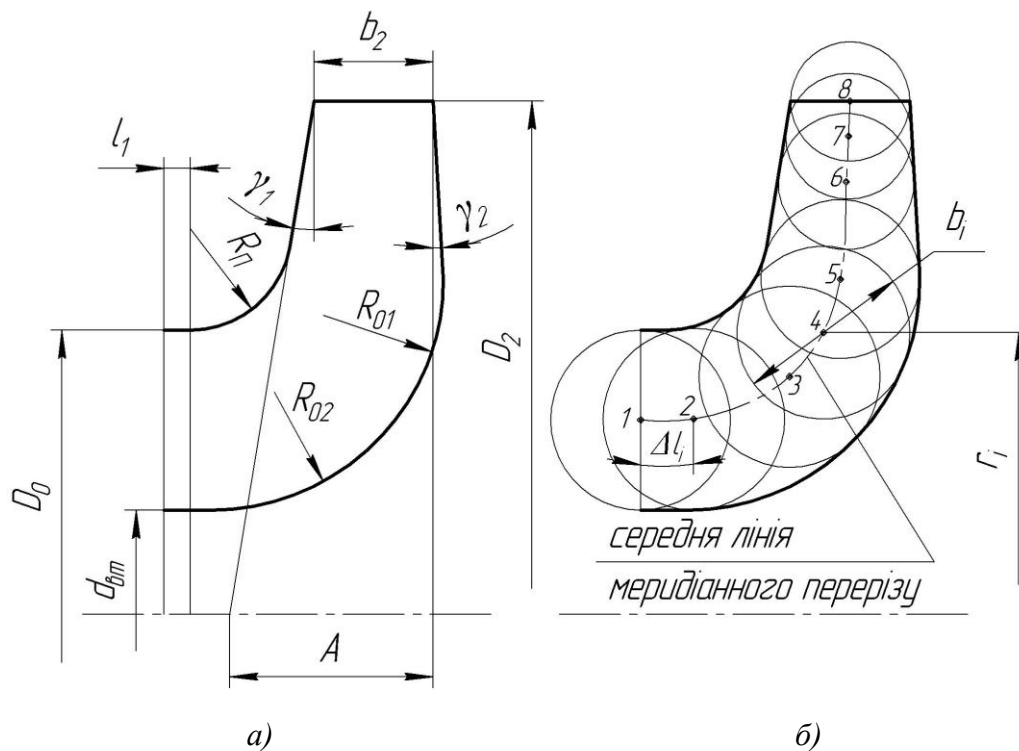


Рисунок 3.4 – До проектування меридіанного перерізу

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, проведеній 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.

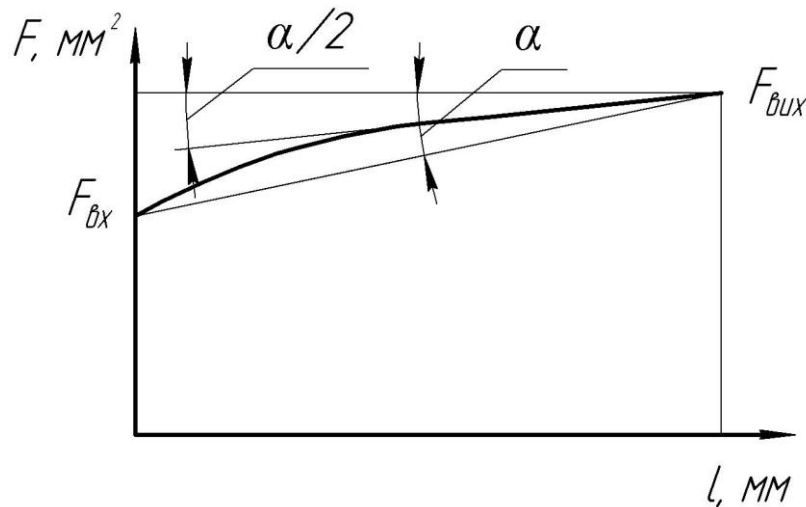


Рисунок 3.5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

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:

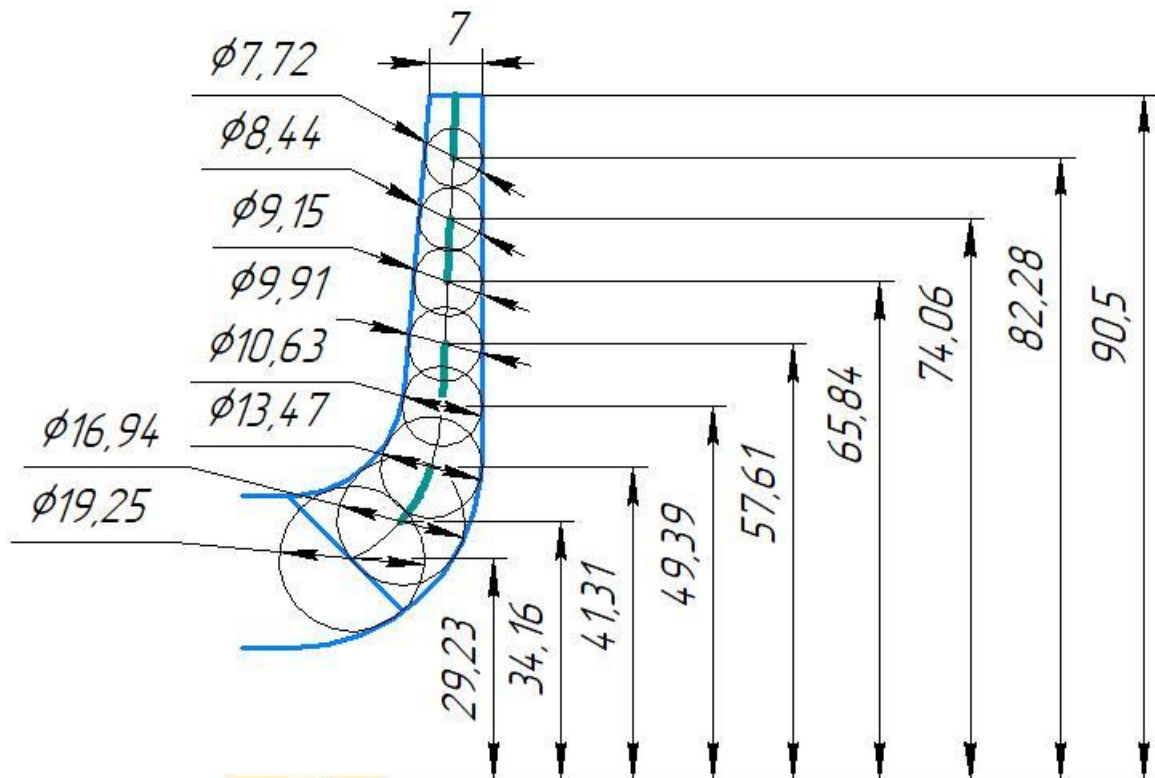
$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

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.



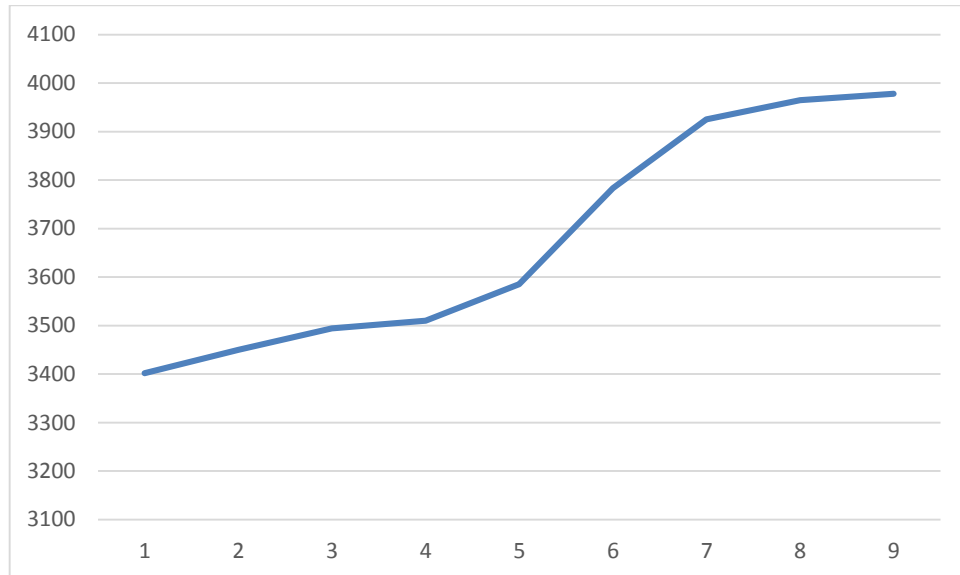
Побудова меридіанного перерізу

Таблиця 3.1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	29,23	19,25	0	3402
2	34,16	16,94	8,23	3450
3	41,31	13,47	16,46	3494
4	49,39	10,63	24,69	3510
5	57,61	9,91	32,92	3585
6	65,84	9,15	41,15	3783
7	74,06	8,44	49,38	3925
8	82,28	7,72	57,61	3965
9	90,5	7	65,84	3978

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.

Нормалями 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 .

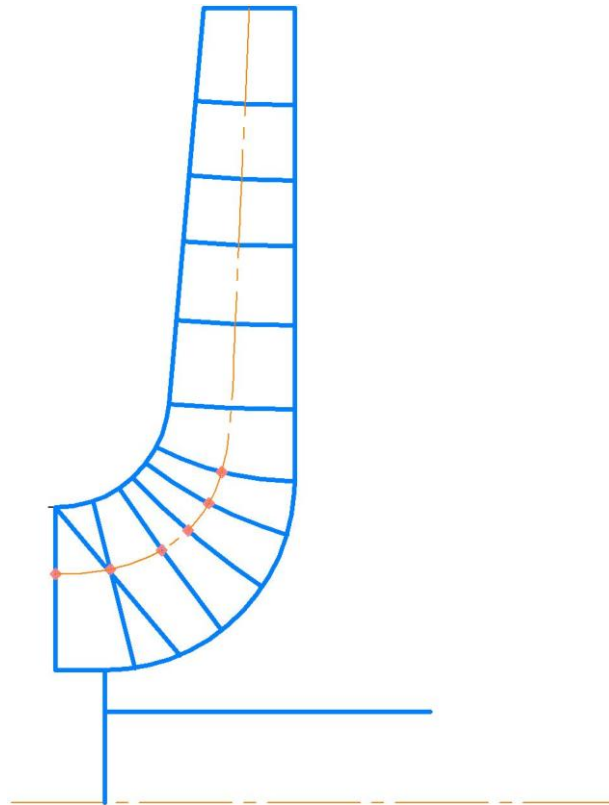


Рисунок 3.6 – Побудова нормалей

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.

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.

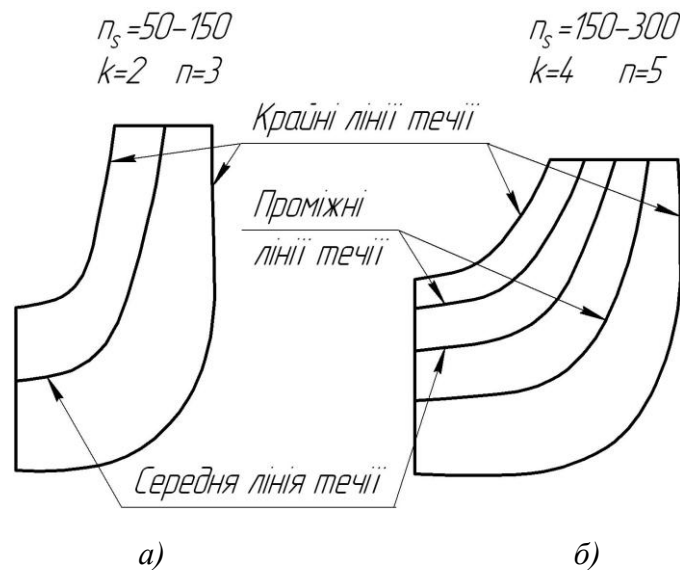


Рисунок 3.7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

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:

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

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

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{u.m.}$ - відстань від центра тяжіння відрізка l до осі колеса.

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

$$r_{u.m.} l = const .$$

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

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

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.

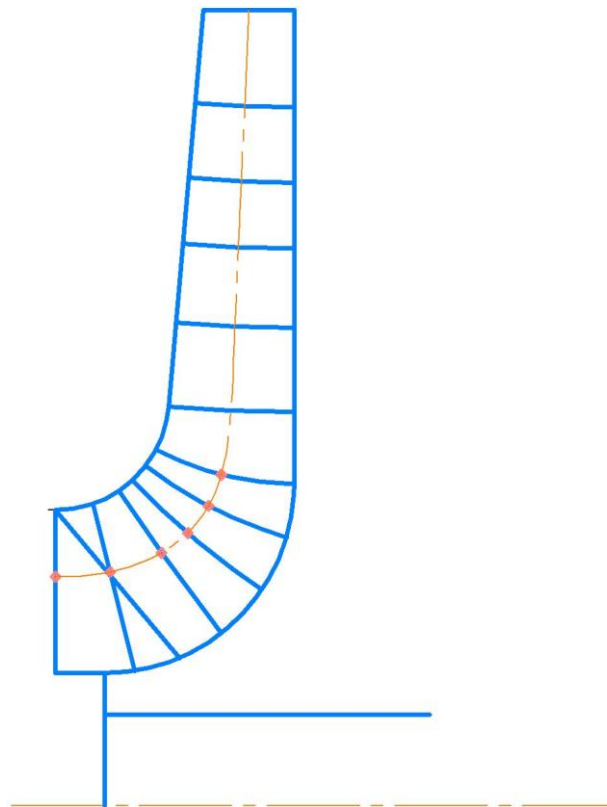


Рисунок 3.8 – Побудова ліній течії

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

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

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

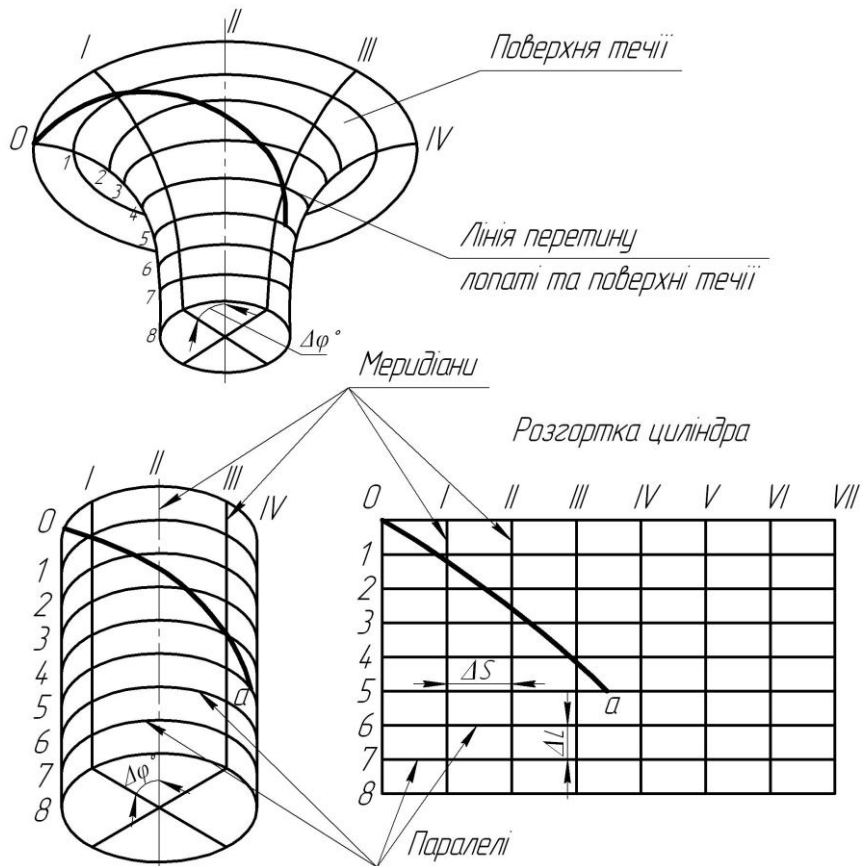


Рисунок 3.9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

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

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

де r_{icp} - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

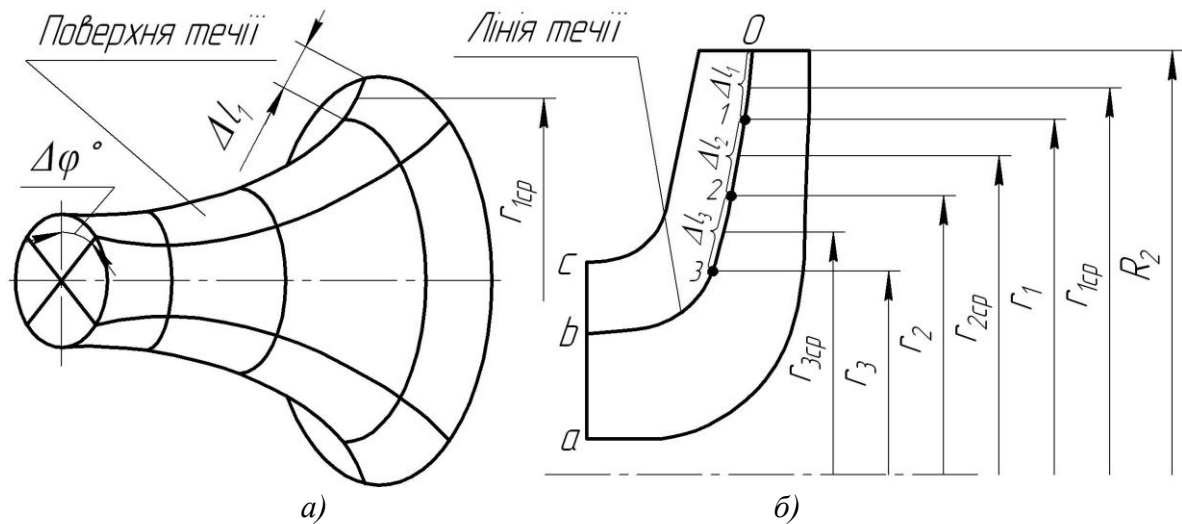


Рисунок 3.10 – Розбивка ліній течії

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 ;

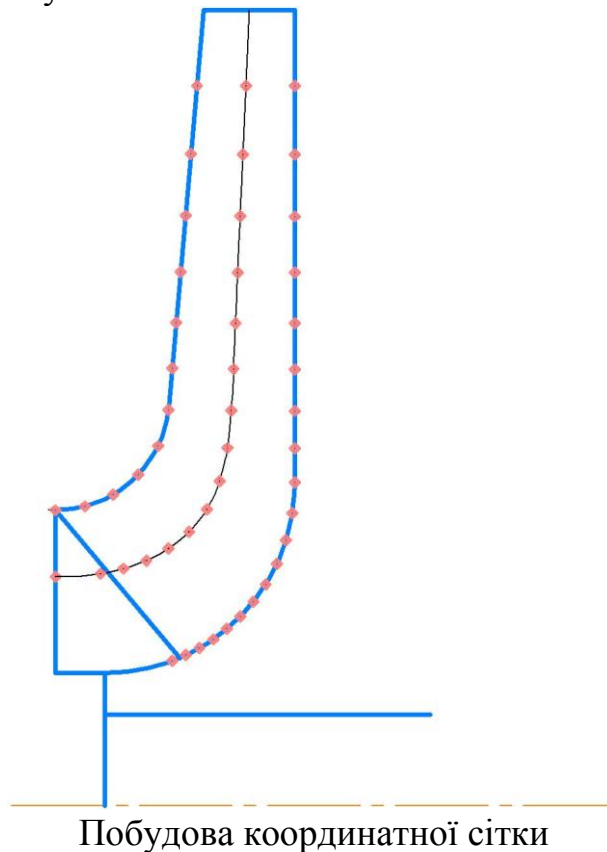
l_{0-i} - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки i .

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° .



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 $n_{\text{л}}$;
- з урахуванням вибору кута охопту 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.

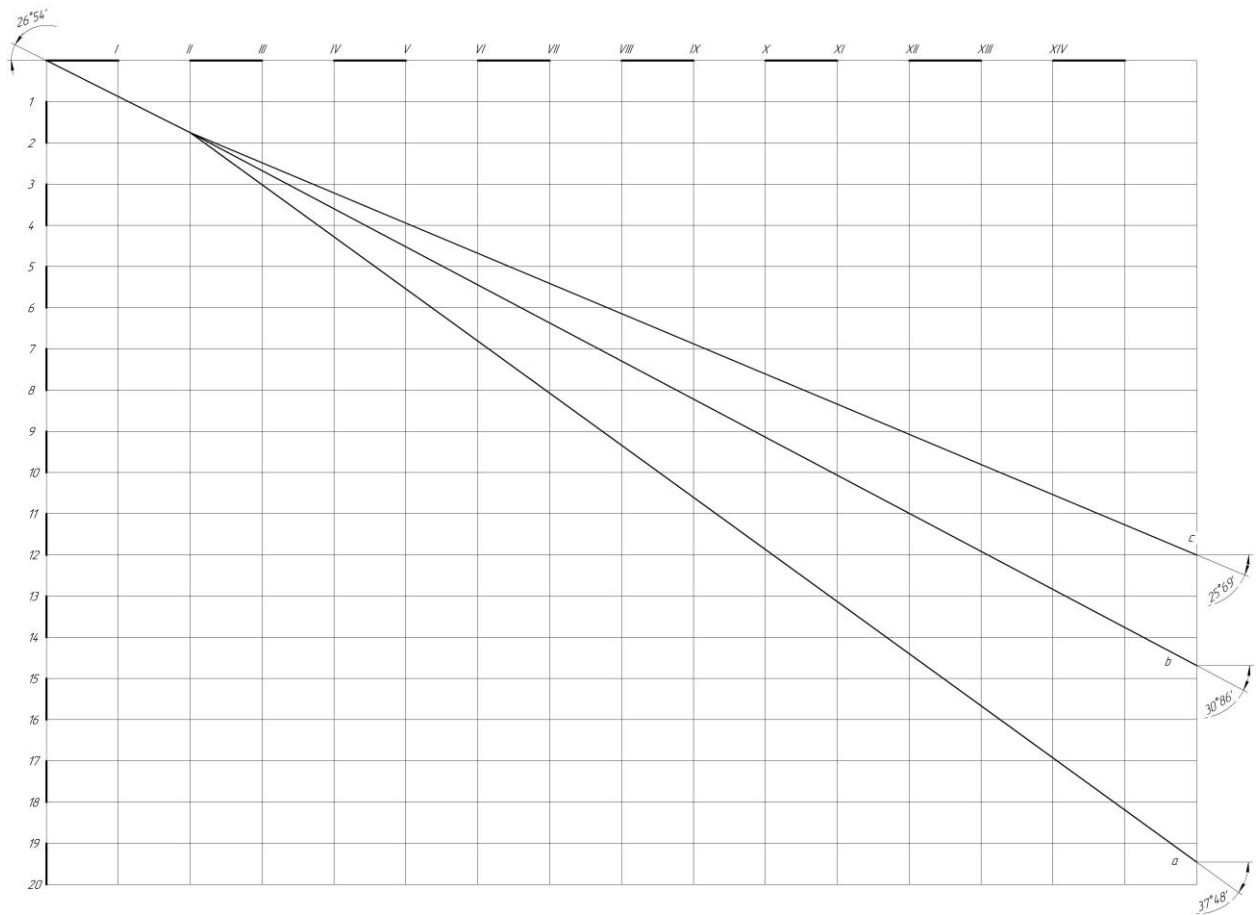


Рисунок 3.11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна

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 $n_{Л}$.

Для точки a :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,04457 \cdot 3000}{60} = 6,99$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{4,45}{6,99} = 32,48^\circ$$

$$\beta_{1a} = 32,48 + 5 = 37,48^\circ$$

Для точки b :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,05845 \cdot 3000}{60} = 9,18$$

$$\beta_{1Pb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{4,45}{9,18} = 25,86^\circ$$

$$\beta_{1b} = 25,86 + 5 = 30,86^\circ$$

Для точки c :

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,075 \cdot 3000}{60} = 11,78$$

$$\beta_{1па} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{4,45}{11,78} = 20,69^\circ$$

$$\beta_{1a} = 20,69 + 5 = 25,69^\circ$$

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.

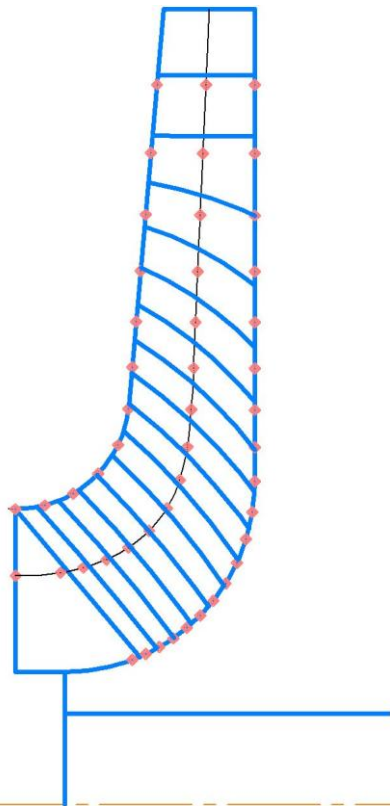


Рисунок 3.19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

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).

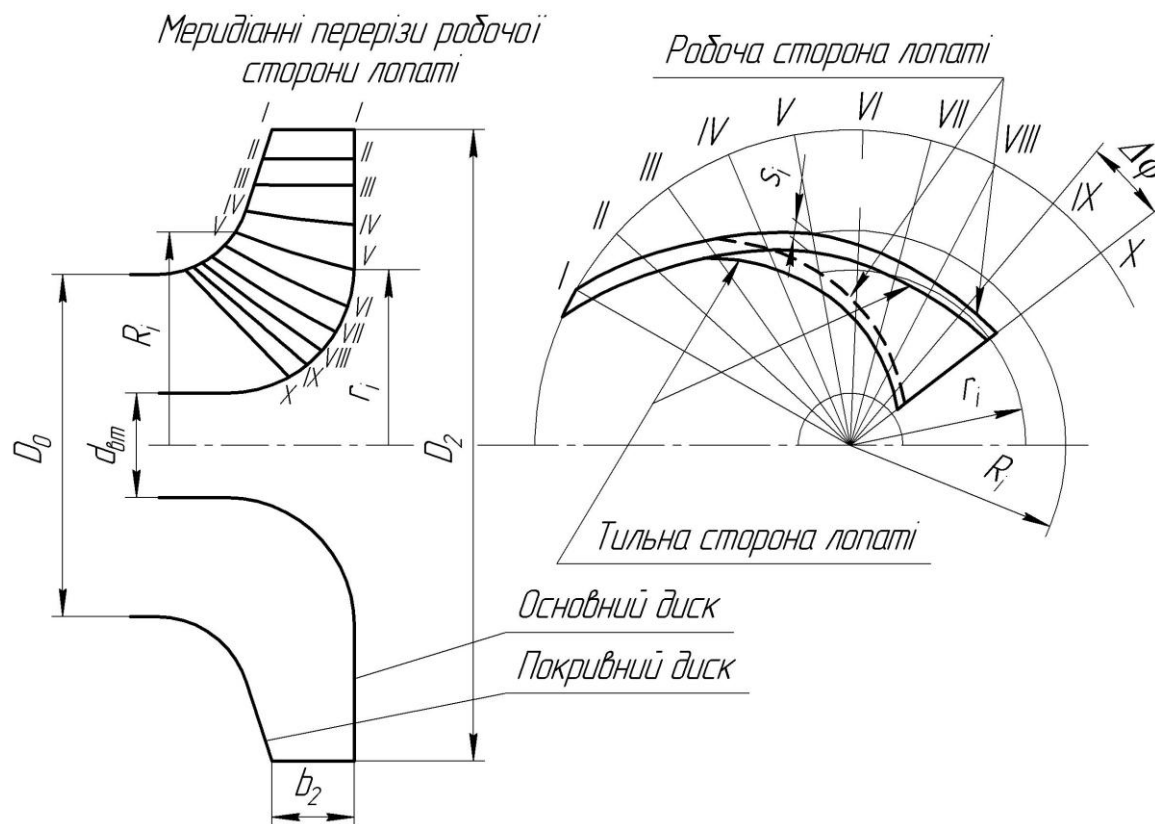


Рисунок 3.20 – Побудова лопаті у плані

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.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (поставляються 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].

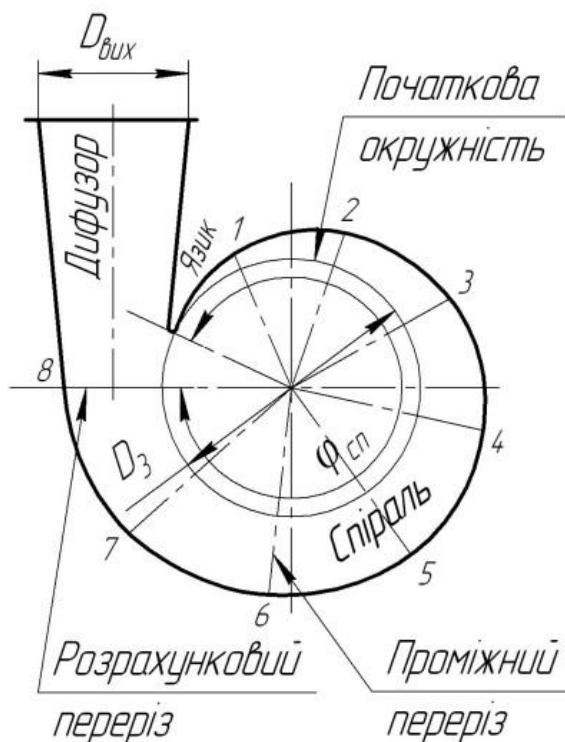


Рисунок 1.1 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом

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).

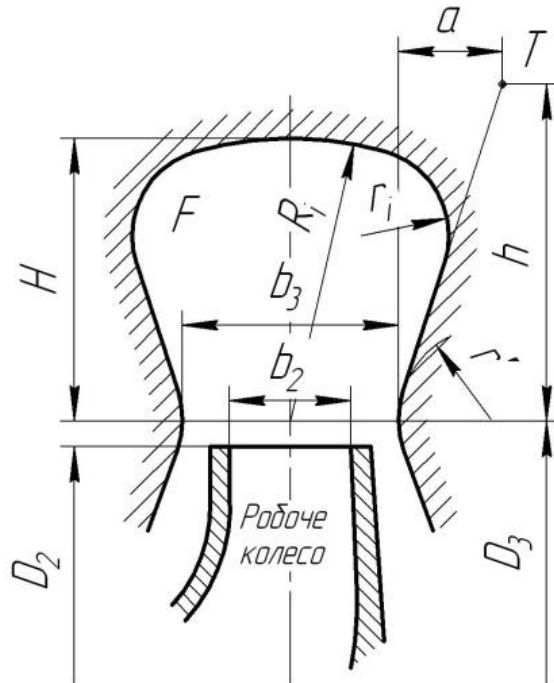


Рисунок 1.2 – Схема перерізу спіральної камери

На рисунках D_3 – діаметр початкової окружності; b_3 – ширина входу у відвід; ϕ_{cn} – 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 відводу 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.

$$Q = 38 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$H = 45, \text{ м};$$

$$n = 3000, \text{ об/хв};$$

$$n_s = 65$$

$$D_2 = 0,181 \text{ м};$$

$$b_2 = 0,007 \text{ м};$$

$$\eta_r = 0,844;$$

Діаметр початкової окружності D_3 рекомендують вибирати 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:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2 = (1,03 - 1,05)0,181 = 0,186 - 0,191 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$D_3 = 0,190 \text{ мм}$$

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

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2 = 0,007 + 0,05 \cdot 0,181 = 0,016 \text{ мм}$$

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

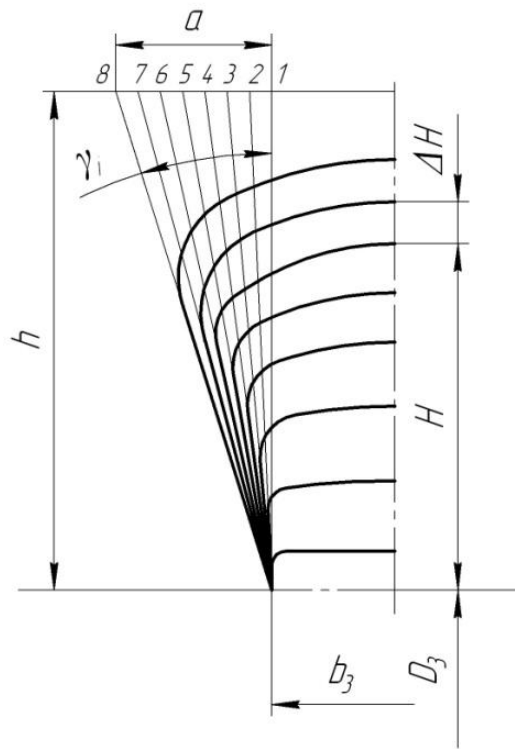


Рисунок 1.4 – Нахил бічних стінок спірального відводу

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 .

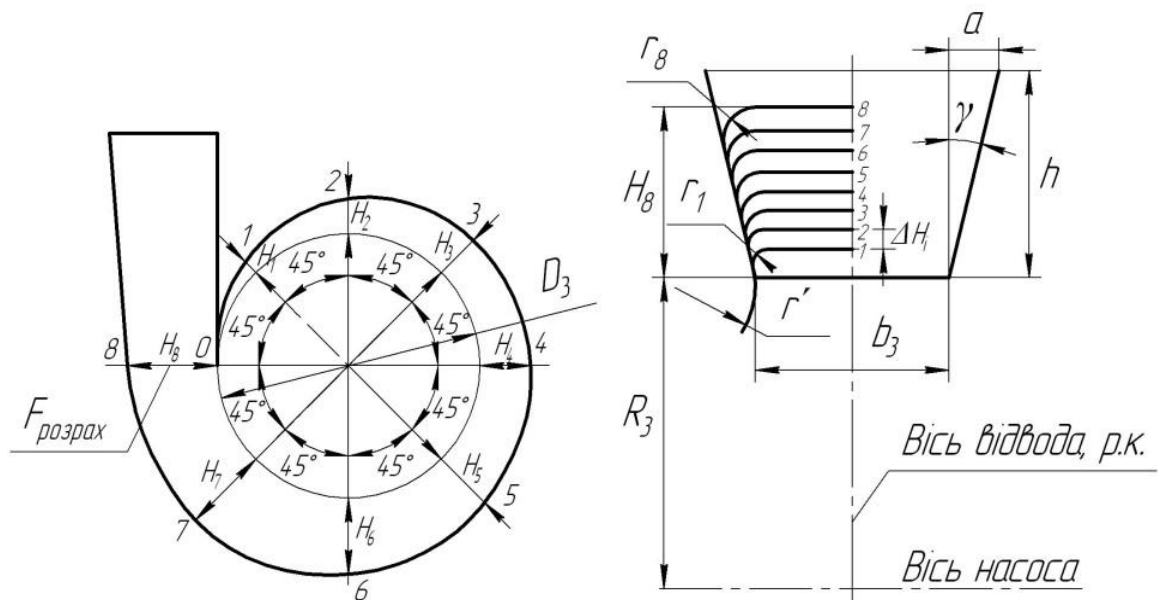


Рисунок 1.5 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо $\varphi_{cn} = 360^\circ$.

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

$$A_{cn, \text{розрах}} = \frac{\varphi_{cn}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_e n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,844 \cdot 3000 \cdot 38}{30 \cdot 9,81 \cdot 45} = 22,81.$$

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 $S_{\text{розрах}}$ 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:

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

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).

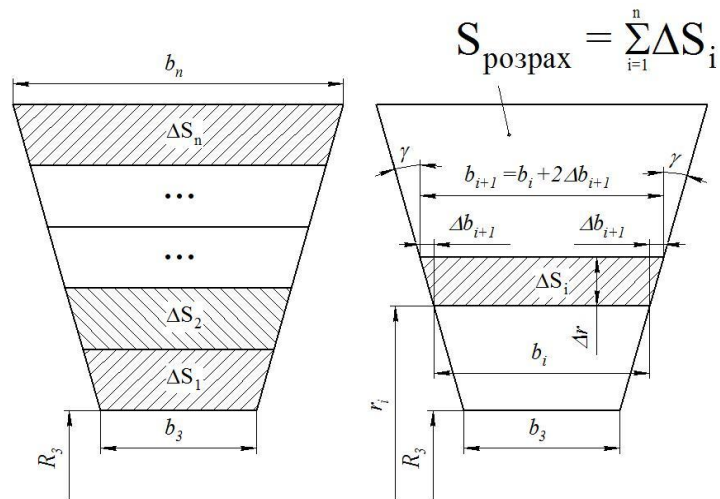


Рисунок 1.6 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

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 ;

$H_m = \frac{H}{\eta_2}$ – 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

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 53,32}{3,14 \cdot 3000} = 1,665 \text{ м}^2/\text{с}.$$

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

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

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		0,095	0,016	0,168421053			
1	0,001	0,096	0,016352654	0,170340145	0,169380599	0,000282002	1,015208785
2	0,001	0,097	0,016705308	0,172219669	0,171279907	0,000285165	2,041801367
3	0,001	0,098	0,017057962	0,174060836	0,173140252	0,000288262	3,079544215
4	0,001	0,099	0,017410616	0,175864807	0,174962821	0,000291296	4,12821091
5	0,001	0,1	0,01776327	0,177632698	0,176748752	0,00029427	5,187581859
6	0,001	0,101	0,018115924	0,179365582	0,17849914	0,000297184	6,257444027
7	0,001	0,102	0,018468578	0,181064488	0,180215035	0,000300041	7,337590676
8	0,001	0,103	0,018821232	0,182730405	0,181897446	0,000302842	8,427821117
9	0,001	0,104	0,019173886	0,184364285	0,183547345	0,000305589	9,527940482
10	0,001	0,105	0,01952654	0,185967044	0,185165665	0,000308283	10,63775949
11	0,001	0,106	0,019879194	0,187539562	0,186753303	0,000310926	11,75709426
12	0,001	0,107	0,020231848	0,189082687	0,188311125	0,00031352	12,88576608
13	0,001	0,108	0,020584501	0,190597236	0,189839962	0,000316065	14,02360121
14	0,001	0,109	0,020937155	0,192083995	0,191340616	0,000318564	15,17043075
15	0,001	0,11	0,021289809	0,193543722	0,192813859	0,000321017	16,32609039
16	0,001	0,111	0,021642463	0,194977148	0,194260435	0,000323425	17,49042032
17	0,001	0,112	0,021995117	0,196384976	0,195681062	0,00032579	18,66326499
18	0,001	0,113	0,022347771	0,197767888	0,197076432	0,000328113	19,84447303
19	0,001	0,114	0,022700425	0,199126537	0,198447213	0,000330396	21,03389705
20	0,001	0,115	0,023053079	0,200461559	0,199794048	0,000332638	22,23139354
21	0,001	0,116	0,023405733	0,201773562	0,20111756	0,000334841	23,4368227
22	0,001	0,117	0,023758387	0,203063138	0,20241835	0,000337007	24,65004835
23	0,001	0,118	0,024111041	0,204330857	0,203696997	0,000339136	25,87093777
24	0,001	0,119	0,024463695	0,20557727	0,204954063	0,000341229	27,09936161
25	0,001	0,12	0,024816349	0,206802909	0,206190089	0,000343287	28,33519376
26	0,001	0,121	0,025169003	0,208008289	0,207405599	0,00034531	29,57831125
27	0,001	0,122	0,025521657	0,209193909	0,208601099	0,000347301	30,82859416
28	0,001	0,123	0,025874311	0,210360251	0,20977708	0,000349259	32,0859255
29	0,001	0,124	0,026226965	0,211507781	0,210934016	0,000351185	33,35019111
30	0,001	0,125	0,026579619	0,212636951	0,212072366	0,00035308	34,62127959

31	0,001	0,126	0,026932273	0,213748197	0,213192574	0,000354945	35,89908222
32	0,001	0,127	0,027284927	0,214841943	0,21429507	0,000356781	37,18349282
33	0,001	0,128	0,027637581	0,215918599	0,215380271	0,000358587	38,47440775

За табличними даними будується 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 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 .

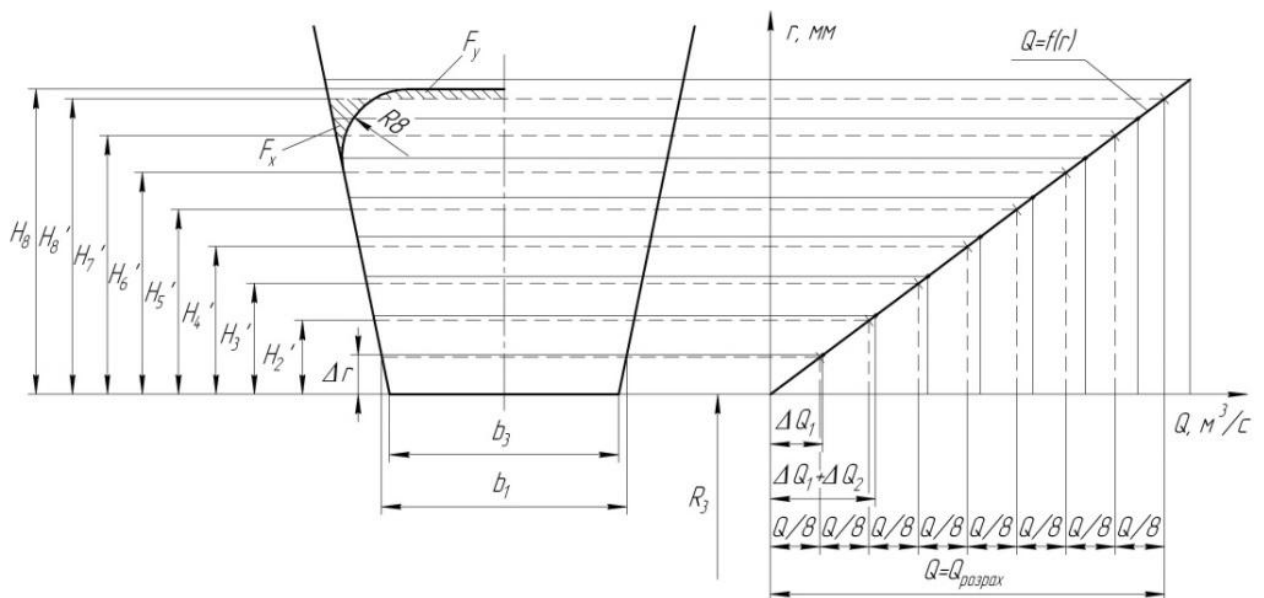


Рисунок 1.7 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ($F_{\text{розрах}} = F_8$) і проміжних ($F_1 - F_7$) перерізів

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

Методика побудови $F_{пр}$ 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 $x-O$ 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 $A_{сп.граф} = F_{пр} / \rho$.

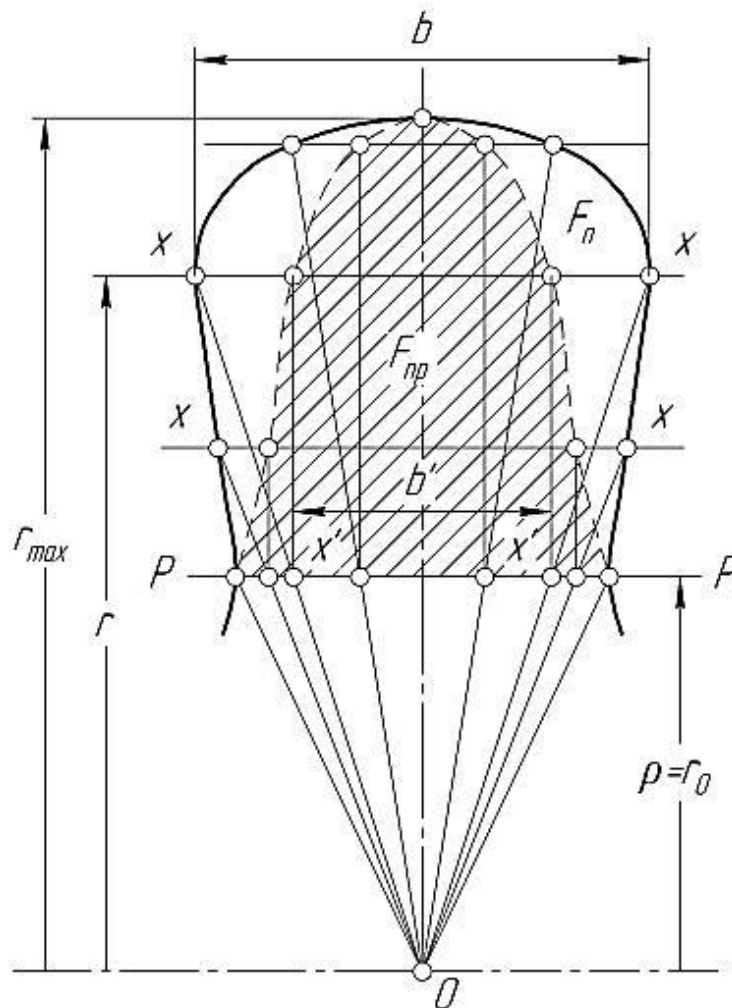
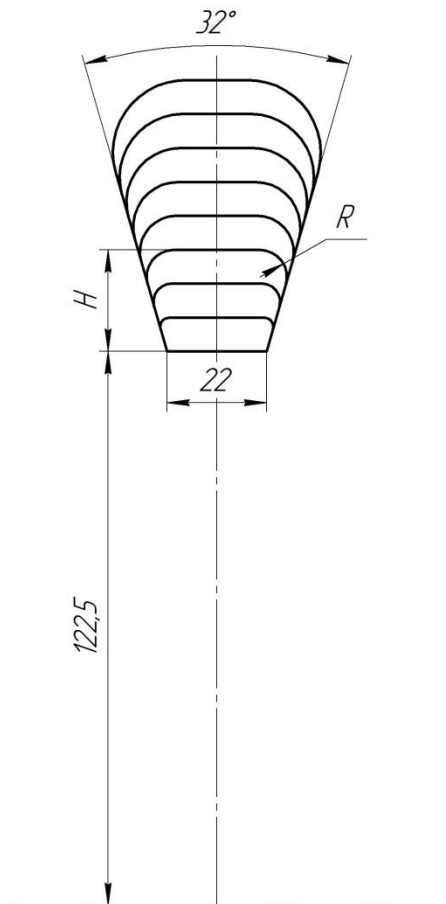


Рисунок 1.8 – Перевірка правильності визначення $F_{розрах}$

$$A_{\text{сп. граф}} = \frac{3,085}{0,134} = 23,02 \approx A_{\text{сп. розрах}} = 22,81$$

Умова виконується

Після побудови розрахункового перерізу переходять до побудови проміжних перерізів. Для цього на графіку $Q = f(r)$ розбивають $Q_{\text{розрах}}$ на рівні частини, кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі. Аналогічно побудові розрахункового перерізу визначають розміри проміжних $H'_1 - H'_7$. Гострі кути скруглюються 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.

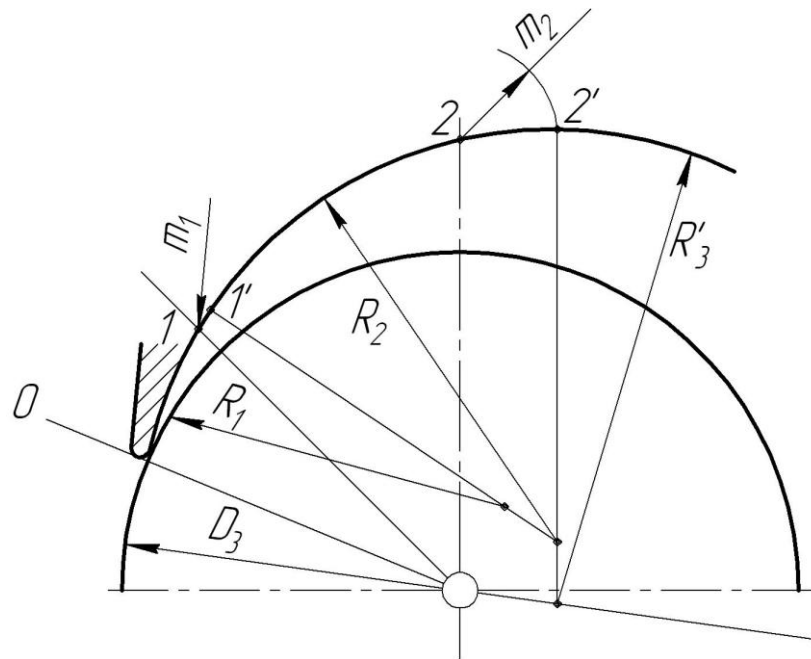


Рисунок 1.9 – Побудова контуру спіралі

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

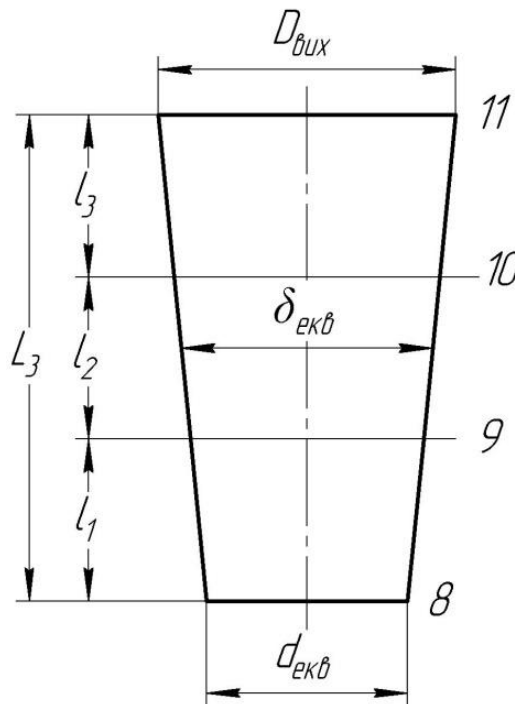


Рисунок 1.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

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

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

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38}{3,14 \cdot 3600 \cdot 4}} = 0,058 \text{ м.}$$

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 $D_{вих} = 65$ 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

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2125}{\pi}} = 52,03 \text{ мм.}$$

Приймаємо $L = 90$ мм.

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left(\frac{65 - 52,03}{2 \cdot 85} \right) = 8,7^\circ - \text{умова виконується.}$$

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);

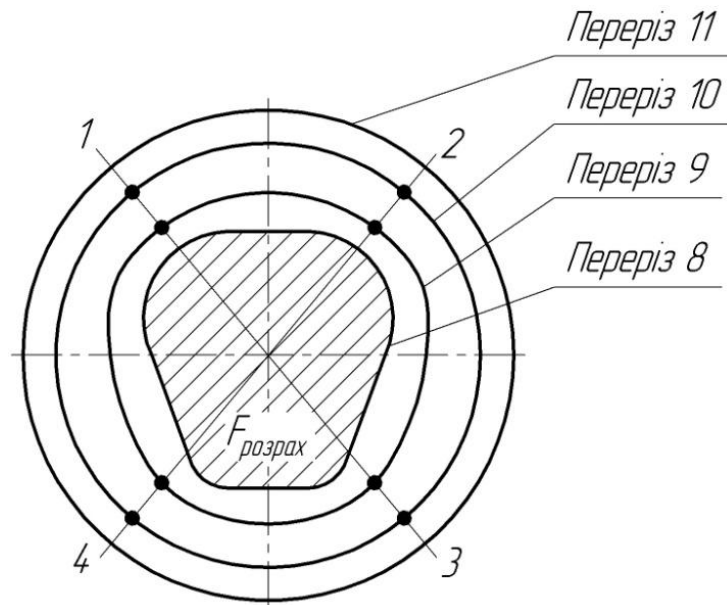


Рисунок 1.11 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

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.

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).

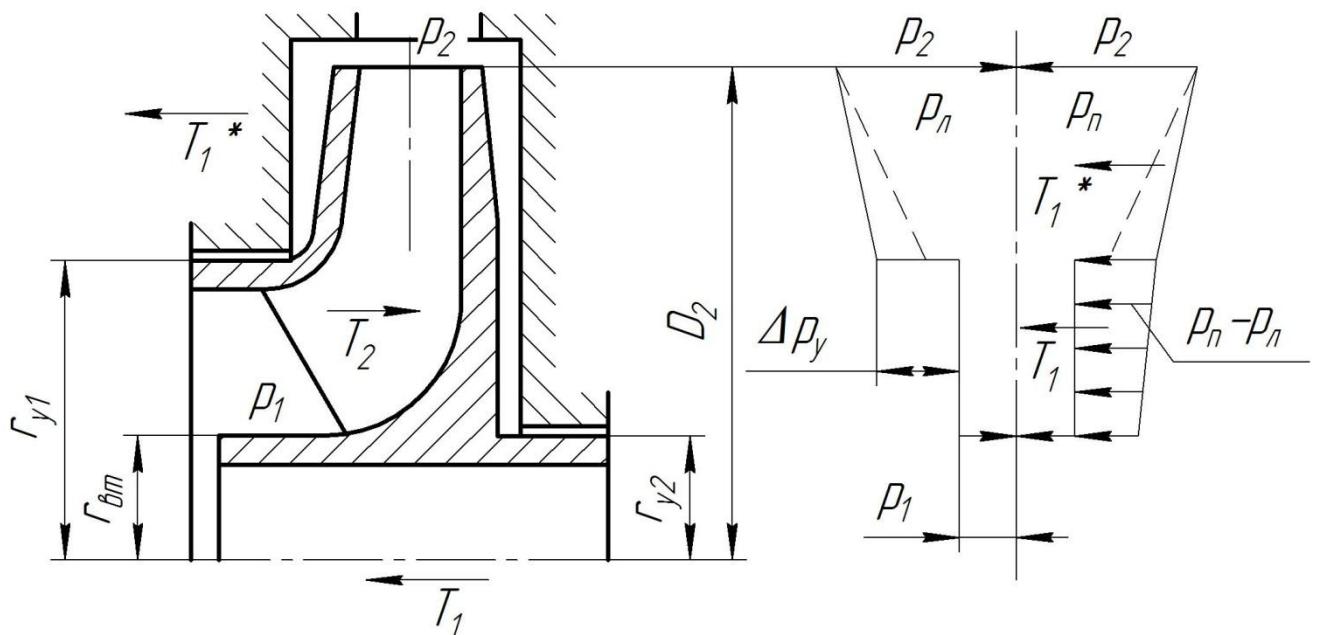


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі

У нашому випадку робоче колесо спроектоване таким чином, що переднє та заднє щільні ущільнення виконані одного діаметру. У основному диску колеса виконано отвори, які з'єднують вхідну воронку колеса із задньою пазухою та відповідно вирівнюють тиски. 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.

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].

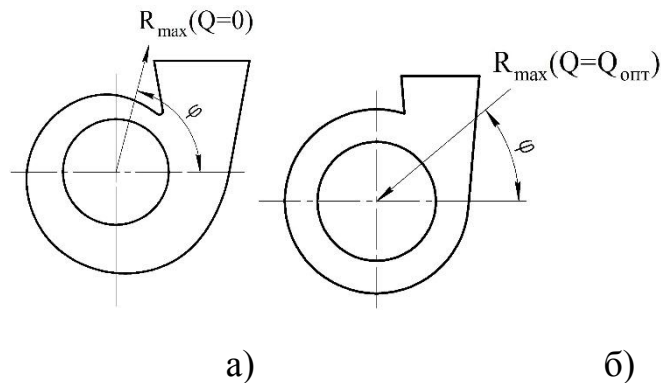


Рисунок 4.2 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:

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,

$D_2 = 0,181$ м,

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

$b_2 = 0,015$ м.

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

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$R = 0,263 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 45 \cdot 0,181 \cdot 0,015 = 315$ Н.

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 $v_0 = 3,18$ 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.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,075 = 0,06 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot 3000}{60} = 9,42 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

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 $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 3,18 = 3,98 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{9,42^2 + 3,98^2} = 10,23 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \frac{3,18^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{10,23^2}{2 \cdot 9,81} = 2,22 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

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

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{38}}{60 \cdot 2,22^{3/4}} = 952.$$

Отримане значення кавітаційного коефіцієнту швидкохідного проєктованого відцентрового консольного насоса $C = 952$ свідчить, що насос має хороші кавітаційні якості [3].

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].

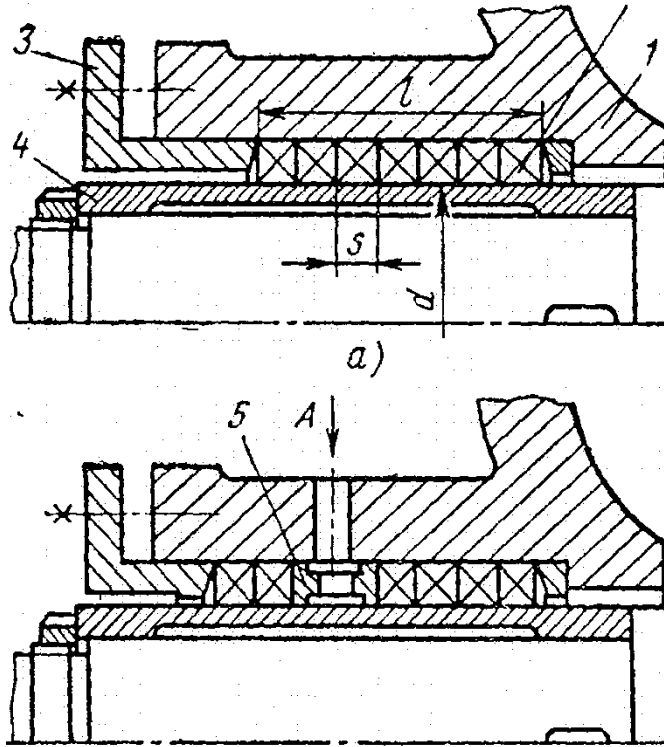


Рисунок 6.1 – Схема сальникового ущільнення

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.

Згідно [1] товщина кільця сальникової набивки

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

де d – діаметр валу насоса в місці набивки сальника, мм ($d = 50$ мм).

$$S = \sqrt{50} = 7,07 \text{ мм.}$$

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.

$$(r = d/2 = 35 \text{ мм})$$

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).

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

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,5^2 \cdot 0,8 \cdot 1,22 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{32}{8}}\right) = 287 \text{ Вт.}$$

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.

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 38 \cdot 45}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,671} = 6,944 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,671$ – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

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

Приймаємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 6,944 = 7,44 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун АИР112М2 з наступними номінальними параметрами:

Потужність електричного двигуна – 7,5 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 ($n_A = 0$):

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

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

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

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{6944}{314} = 22,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 22,1 = 4,64 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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:

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

$$N_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{314} = 14,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

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

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:

$$M_B = 0,03 \cdot 14,3 = 0,429 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

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

$$k = \frac{14,3}{3000^2} = 1,589 \cdot 10^{-6}$$

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.

Таблиця 7.1 – Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	0,397	1,589	3,575	6,356	9,931	14,3

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

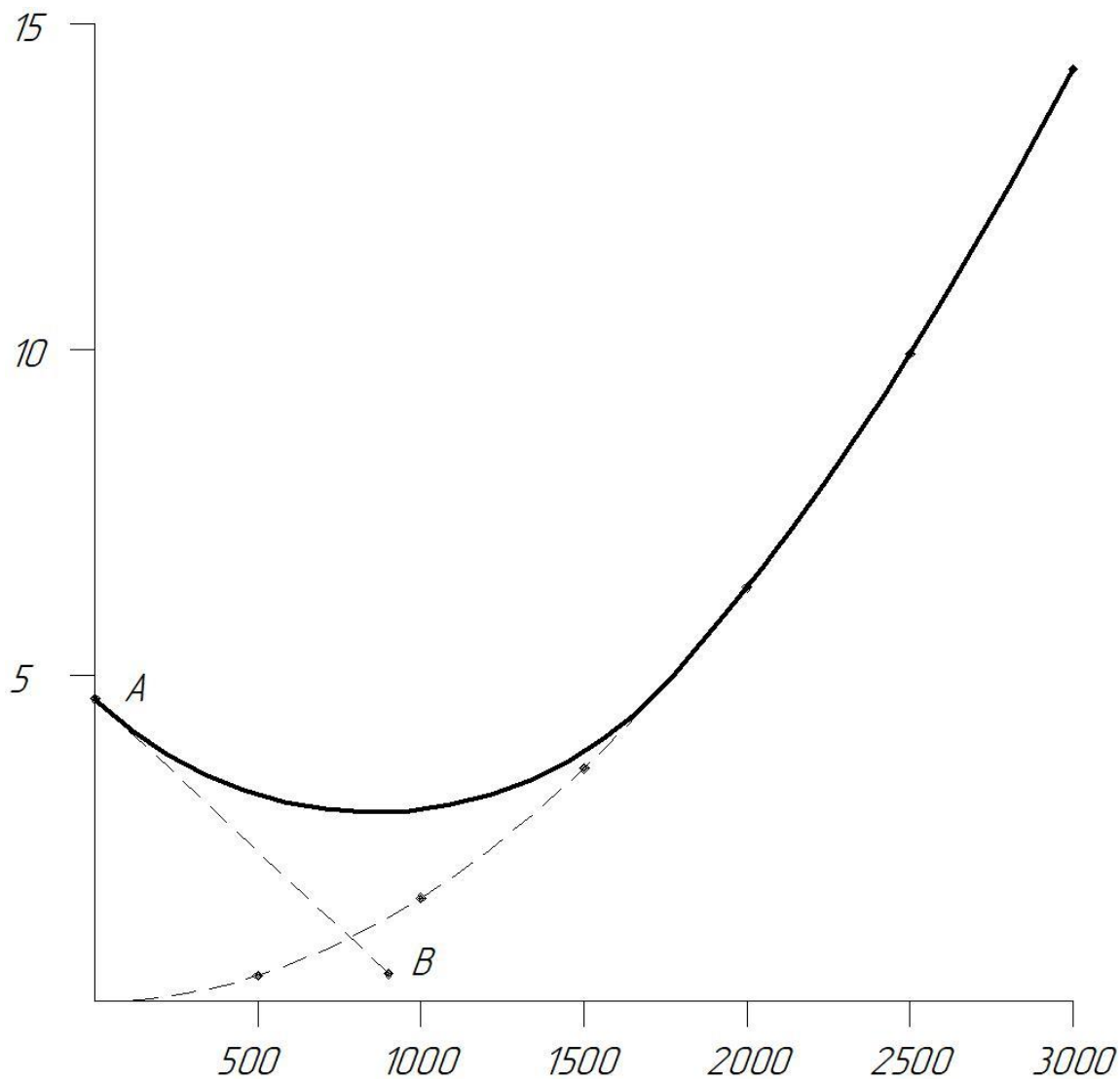


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика проєктованого насосного агрегату

8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

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

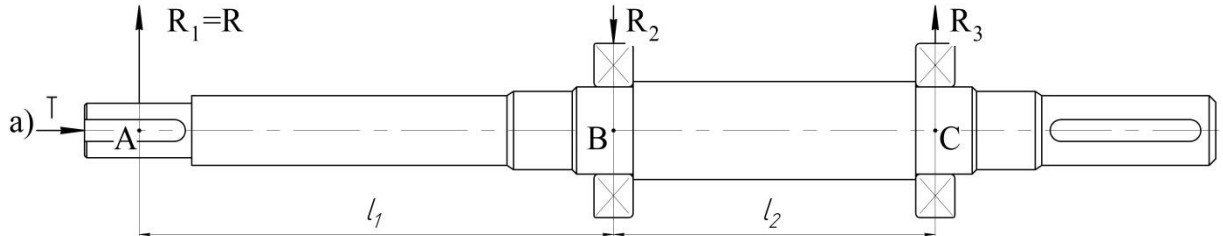


Рисунок 8.1 – Схема навантаження валу насоса

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.

$$G_K = 29,2 \text{ Н}, G_{1B} = 67,6 \text{ Н}, R = 315 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 29,2 + \frac{1}{3} \cdot 67,6 + 315 = 367 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

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

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

$$G_{2B} = 69 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 69 = 23 \text{ Н}.$$

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.

$$G_{\text{ПМ}} = 46 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 29 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 46 + \frac{1}{3} \cdot 29 = 57 \text{ Н}.$$

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: $l_1 = 0,169$ м, $l_2 = 0,145$ м, $l_3 = 0,061$ м.

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

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

$$R_B = \frac{367 \cdot 0,169 - 57(0,145 + 0,061) - 23 \cdot 0,145 / 2}{0,145} = 335 \text{ Н}.$$

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

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

$$R_A = \frac{23 \cdot 0,145/2 + 367 \cdot (0,169 + 0,145) - 57 \cdot 0,061}{0,145} = 782 \text{ Н.}$$

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 $K_\delta = 1,2$,

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

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 782 \text{ Н}; F_a = A = T = 0 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$.

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 782 + 0) \cdot 1 \cdot 1,2 = 938 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{63000}{938} \right)^3 = 87652 \text{ год}.$$

Оскільки отримане значення перевищує ресурс роботи насоса (20000 год), 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.

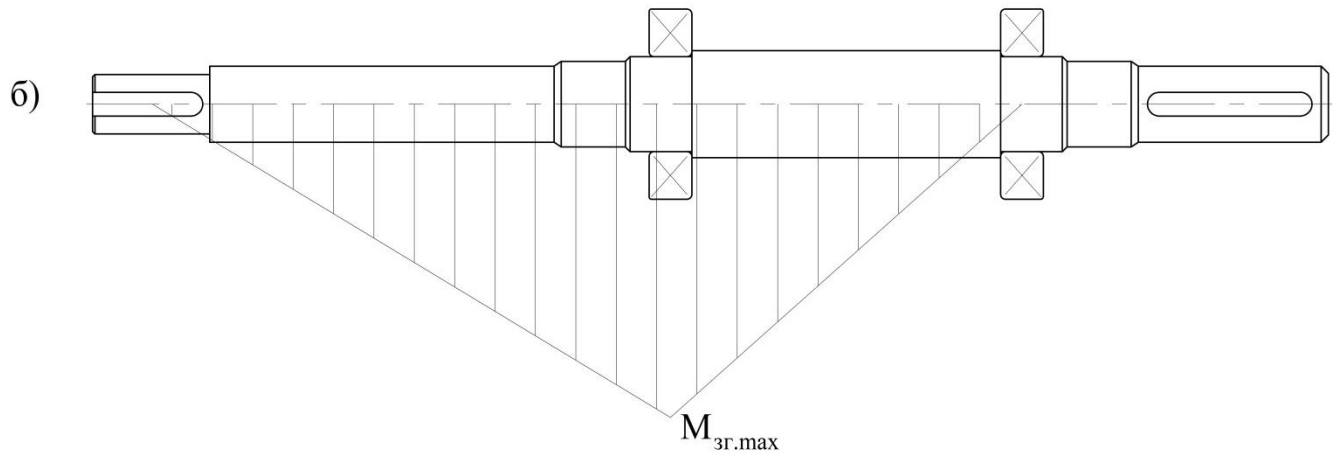


Рисунок 8.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_1 \quad (8.10)$$

$$P_1 = 782 \text{ Н}, l_1 = 0,145 \text{ м},$$

$$M_u = 782 \cdot 0,145 = 113 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

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

де N – потужність насоса, N = 6,94

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{6,94}{3000} = 22,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

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

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

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

Момент опору кручення

$$W_{\text{КР}} = 0,2d^3 \quad (8.13)$$

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

Напруження згину

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

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{113}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 17,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 17,7 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

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

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{22,1}{1,28 \cdot 10^{-6}} = 17,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 17,3 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

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

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{17,7^2 + 3 \cdot 17,3^2} = 34,8 \text{ МПа}.$$

Матеріал валу – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 780$ МПа.

Запас міцності за межею текучості

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

$$n_T = \frac{780}{34,8} = 22,4$$

Отримане значення перевищує мінімально припустиме, отже 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

$$M_{\text{кр}} = 22,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 6 \times 6 \times 50$$

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

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

де l_p – робоча довжина шпонки,

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

$$l_p = l - \epsilon = 50 - 6 = 44 \text{ мм}, t_1 = 3 \text{ мм}, h = 6 \text{ мм}, d = 40 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{CM}} = \frac{2 \cdot 22,1}{0,04 \cdot 0,044 \cdot (0,006 - 0,003)} = 8,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 8,3 \text{ МПа}$$

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

Допустиме напруження змінання

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

Для матеріалу валу приймаємо Сталь 40Х

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

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

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

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Хімічні небезпечні фактори на виробництві

Під поняттям хімічний забруднювач (контамінант) розуміють будь-яку хімічну речовину, яку було випадково (ненавмисно) уведено у продукт, вироблений на даному конкретному виробничому промисловому підприємстві, Такий забруднювач є присутнім у продукції машинобудівного або іншого типу виробничого підприємства як результат від реалізації технологічного виробничого процесу на даному підприємстві. Крім того такий забруднювач може бути й наслідком загального забруднення оточуючого середовища на території промислового підприємства (на робочому місці, ділянці, у цеху, технологічній виробничій лінії тощо), а також на прилеглих до даного промислового підприємства територіях (під'їзних путях тощо) [15].

Проте можна говорити, що на даний момент це поняття постійно розширюють. Так зараз згідно з вимогами останніх міжнародних стандартів з питань захисту людини (охорони праці на підприємстві зокрема) під хімічним забруднювачем розуміють також й ті шкідливі та небезпечні речовини, які було введено у продукцію промислового виробничого підприємства усвідомлено (навмисно) з різною метою (наприклад, з метою фальсифікації виробничої продукції, тобто створення продукції, яка не відповідає усім висунутим до неї вимогам щодо якості).

Існують різні типи хімічних забруднювачів. Їхній перелік є надзвичайно широким. Проте можна класифікувати їх усіх за певними ознаками, а саме [20]:

- забруднюючі хімічні речовини, які було привнесено у готову продукцію промислового виробничого підприємства від вихідних матеріалів (сировини для виготовлення продукції, допоміжних матеріалів, задіяних під час реалізації промислового виробничого технологічного процесу). До таких хімічних речовин належать важкі метали, радіонукліди, мікотоксини, антибіотики та інші забруднюючі та хімічно активні шкідливі або/та небезпечні речовини;

- перехресне забруднення хімічними агентами, які не є властивими для використовуваної під час реалізації технологічного виробничого процесу речовини та які не містяться у складі допоміжних матеріалів, задіяних під час виробництва промислової виробничої продукції на цьому підприємстві, (такими речовинами можуть бути алергени, технічні змащування, засоби для миття та прибирання тощо);

- перехресне забруднення вироблюваної на даному промисловому підприємстві продукції хімічними шкідливими та/або небезпечними агентами від обслуговуючого персоналу (робітники) або від сторонніх осіб, присутніх на території даного промислового підприємства. Такими хімічними речовинами можуть бути ліки, миючі засоби, або ж речовини, які потрапили на територію підприємства та далі у його продукцію разом із різними продуктами харчування, занесеними на територію промислового підприємства його робітниками або ж сторонніми особами;

- хімічні речовини (шкідливі та/або небезпечні), які потрапили до продукції цього виробничого промислового підприємства під час здійснення основних та допоміжних технологічних виробничих процесів на цьому підприємстві (на робочому місці, технологічній лінії, ділянці, у цеху). Такі хімічні шкідливі та/або небезпечні речовини можуть потрапити разом із промисловим обладнанням (машинами, механізмами, верстатами тощо), або ж із системами комунікації (дроти тощо).

Для виявлення на території промислового виробничого підприємства та у його продукції наявності шкідливих та/або небезпечних хімічних речовин необхідно провести їх ідентифікацію. Така ідентифікація має бути проведеною для абсолютно усіх матеріалів, що використовують на цьому підприємстві під час реалізації технологічного виробничого процесу, усієї сировини, з якої виробляють продукцію цього підприємства на його технологічних лініях, а також для усіх етапів кожного із прийнятих на підприємстві технологічних виробничих процесів з самого початку і до самого кінці (тобто від вхідного контролю, який проводять для усієї продукції, яка надходить на територію підприємства, і до етапу

передавання готової промислової продукції від виробника до споживача/покупця). Після проведення ідентифікації усіх потенційно можливих небезпечних та/або шкідливих хімічних речовин на підприємстві виконують оцінювання потенційної величини ризиків, пов'язаних із наявністю цих речовин на території промислового виробничого підприємства та у його продукції. Таке оцінювання має бути заснованим на розрахунку ймовірностей виникнення потенційно небезпечних та/або шкідливих наслідків від впливу хімічних забруднювачів, а також ступеня тяжкості цих наслідків [18].

Хімічними небезпечними та/або шкідливими факторами виробничого середовища є наступні [16]:

- хімічні речовини;
- суміші, у тому числі й деякі речовини, що є продуктом біологічної діяльності (антибіотики, вітаміни, гормони, ферменти, білкові препарати).

Усі ці речовини можуть бути отримані за рахунок реакцій з хімічного синтезу та/або для контролю яких було використано різноманітні методи та способи хімічного аналізу.

Потрапляння шкідливих та/або небезпечних хімічних речовин у повітряне середовище є можливим під час реалізації технологічних виробничих процесів на промисловому виробничому підприємстві та під час виконання робіт, які безпосередньо або опосередковано пов'язані з застосуванням, зберіганням, транспортуванням широкого спектру різноманітних хімічних матеріалів та речовин, із їхнім виготовленням або ж з видобутком [15].

Характер порушень нормальної роботи організму людини (робітника, працівника промислового підприємства, або ж сторонньої особи) та ступінь тяжкості наслідків від впливу хімічних небезпечних та/або шкідливих речовин залежить від ряду факторів, серед яких можна виділити наступні [19]:

- шлях (спосіб) потрапляння хімічної шкідливої та/або небезпечної речовини у організм людини (робітника промислового підприємства, або ж сторонньої особи);

- дози хімічного отруєння, отриманої людиною (робітником промислового виробничого підприємства, або ж сторонньою особою);
- часу впливу хімічного небезпечного або шкідливого фактору на організм людини (робітника промислового виробничого підприємства, або ж сторонньої особи);
- концентрації хімічного небезпечного або шкідливого фактору та від його здатності до розчинення;
- стану тканин людини (працівника, робітника тощо), яка сприймає хімічний небезпечний або шкідливий фактор, та й усього організму загалом;
- атмосферного тиску;
- температури повітря у робочій зоні, на ділянці, технологічній лінії, у цеху виробничого підприємства;
- інших характеристик оточуючого середовища на промисловому підприємстві.

Увесь спектр різноманітних хімічних небезпечних та шкідливих речовин, які можуть бути присутні на машинобудівному підприємстві та на його прилеглих територіях, за їхнім характером впливу на організм людини (працівника підприємства або ж сторонньої особи) можна розділити на наступні категорії [15]:

- токсичні небезпечні та/або шкідливі хімічні речовини та їхні сполуки;
- подразнюючі небезпечні та/або шкідливі хімічні речовини та їхні сполуки;
- сенсibiliзуючі небезпечні та/або шкідливі хімічні речовини та їхні сполуки;
- канцерогенні небезпечні та/або шкідливі хімічні речовини та їхні сполуки;
- мутагенні небезпечні та/або шкідливі хімічні речовини та їхні сполуки;
- такі небезпечні та/або шкідливі хімічні речовини та їхні сполуки, що впливають на репродуктивну функцію людини (працівника підприємства або ж сторонньої особи)

Абсолютна більшість з усіх наявних на різних машинобудівних підприємствах шкідливих та небезпечних хімічних речовин або сполук спричиняють переважно загально токсичну дію. До таких сполук та речовин можна віднести ароматичні вуглеводні та їхні похідні, тетраетил свинцю, фосфорорганічні речовини, вуглеводні із вмістом хлору, ртуть та її органічні сполуки тощо.

За способом (шляхом) проникнення до організму людини усі шкідливі та/або небезпечні речовини та сполуки можна розділити на наступні категорії [18]:

- ті, що проникають через органи дихання людини;
- ті, що проникають через шлунково-кишковий тракт (травну систему людини);
- ті, що проникають через кожні покриви та слизові оболонки різних органів людини.

Наслідком від проникнення у тіло людини та подальшої дії небезпечних та шкідливих хімічних речовин є розвиток професійних захворювань, загострення хронічних хвороб (на які уже хворіла людина), загальне зниження імунітету людини (працівника машинобудівного підприємства або ж сторонньої особи) [16].

10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Організація робочого місця працівника

Робочим місцем людини (робітника промислового виробничого підприємства) називають неподільну (тобто таке, яке неможна розділити, розбити, відокремити) у організаційному відношенні (з урахуванням конкретних умов на даному промисловому виробничому підприємстві) ланку технологічного виробничого процесу даного підприємства, яку обслуговує одна або декілька людей (робітників, працівників промислового виробничого підприємства), і яка призначена для виконання під час реалізації технологічного виробничого процесу однієї операції або ж цілого комплексу таких операцій. Таке робоче місце у обов'язковому порядку має бути оснащено усім необхідним комплексом технологічного та іншого (допоміжного) обладнання (устаткування) та відповідним технологічним приладдям, призначеним для забезпечення виконання робітником усіх необхідних технологічних виробничих операцій, які забезпечують реалізацію запланованого виробничого плану даного конкретного виробничого промислового підприємства. У більш широкому сенсі можна говорити про те, що робоче місце робітника (працівника) промислового виробничого підприємства – це елементарна (тобто найменша, неподільна) структурна частина виробничого простору на технологічній лінії промислового виробничого підприємства, у якій суб'єкт праці (робітник, працівник цього промислового виробничого підприємства) взаємозв'язаний із засобами праці (верстати, обладнання, механізми, машини, пристрої тощо) та предметом праці (одиницею вироблюваної на цьому підприємстві продукції) із метою здійснення (реалізації) одиничних процесів праці відповідно до цільової функції, яка визначає призначення отриманих результатів такої праці робітника (працівника) промислового виробничого підприємства [29].

На даний час існують декілька способів (варіантів) класифікації робочих місць на промисловому виробничому підприємстві за різними ознаками та категоріями. Серед них можна виділити наступні [29]:

1. за ступенем автоматизації робочого місця працівника (робітника) промислового підприємства:

a. робоче місце робітника (працівника) промислового підприємства з ручною працею – на такому робочому місці усі виробничі технологічні процеси виконують вручну (без застосування машин);

b. робоче місце робітника (працівника) промислового підприємства з ручною механізованою роботою – на такому робочому місці усі виробничі технологічні процеси виконують із застосуванням механізованого інструменту із зовнішнім приводом цього інструменту;

c. робоче місце робітника (працівника) промислового підприємства із машинно-ручною роботою – на такому робочому місці усі технологічні виробничі процеси реалізують за допомогою спеціально встановлених машин (верстатів, механізмів), які працюють обов'язково за умови безпосередньої участі у цій роботі робітника (працівника) промислового виробничого підприємства;

d. робоче місце робітника (працівника) промислового підприємства із машинною роботою – на такому робочому місці усі технологічні виробничі процеси здійснюють за допомогою лише самих машин (механізмів, верстатів тощо), а керування відповідними машинами та механізмами (верстатами тощо) здійснює спеціально навчений робітник (працівник) даного конкретного виробничого промислового підприємства у дистанційному (віддаленому) режимі;

e. робоче місце робітника (працівника) промислового підприємства із автоматизованою роботою – на такому робочому місці усі основні технологічні виробничі процеси виконує сама машина (механізм, верстат тощо), а інші (допоміжні, другорядні) технологічні виробничі процеси є частково або повністю механізованими;

f. робоче місце робітника (працівника) промислового підприємства із апаратною організацією роботи – на такому робочому місці усі виробничі

технологічні процеси реалізують за допомогою спеціального обладнання (машин, верстатів тощо), які здійснюють вплив на предмет праці (продукцію даного виробничого промислового підприємства) за допомогою різного виду енергій (теплової, електричної, фізико-хімічної тощо);

2. за ступенем спеціалізації робочого місця працівника (робітника) промислового підприємства:

а. спеціальне робоче місце на промисловому виробничому підприємстві – на такому робочому місці за ним закріплено від однієї до трьох технологічних виробничих операцій. Такі робочі місця застосовують на промислових виробничих підприємствах у випадку виробництва продукції масовим способом, або ж за умови використання потокового методу виробництва промислової або непромислової продукції;

б. спеціалізовані робочі місця на промисловому виробничому підприємстві – на такому робочому місці за ним закріплено зазвичай від трьох до десяти технологічних виробничих операцій. Такий підхід є доцільним для використання за умови виробництва промислової продукції серійним способом, або ж за умови використання на підприємстві партійного методу обробки (метод, коли виконання тієї або іншої технологічної операції здійснюється для партії однакових або ж подібних деталей, вузлів тощо);

с. універсальні робочі місця на промисловому виробничому підприємстві – на такому робочому місці може бути виконано значна кількість (від десяти і більше) технологічних виробничих операцій. Таку можливість доцільно використовувати за умови здійснення технологічних операцій для одиничного (унікального) виробництва, тобто коли продукцію (деталь, вузол, виріб тощо) виробляють лише у одному єдиному екземплярі.

Існують також й інші способи класифікації робочого місця на промисловому виробничому підприємстві.

До організації робочих місць на промислових і непромислових підприємствах (організаціях, установах тощо) висувають певні вимоги. Робочі місця робітників (працівників, співробітників) мають бути організовані та

відповідним чином обладнані з урахуванням цілого спектру різноманітних, визначених відповідними нормативними документами, вимог та правил. Серед таких обов'язкових вимог головними є наступні: інформаційні, економічні, гігієнічні, естетичні, ергономічні, організаційні, технічні [29].

Інформаційні вимоги до організації робочого місця на промисловому виробничому підприємстві поєднують у собі цілий комплекс різноманітних заходів щодо інформаційного забезпечення роботи людини (робітника, працівника, співробітника тощо). При цьому уся та інформація, яка надходить на робоче місце та концентрується на ньому, у обов'язковому порядку завжди має відповідати загальним принципам щодо наукової організації праці на промисловому виробничому підприємстві, вимогам щодо управлінської інформації та бути цілком достатньою (вичерпною) для виконання робітником (працівником) промислового виробничого підприємства своїх безпосередніх службових обов'язків згідно з посадовою інструкцією, завданням або договором.

Економічні вимоги до організації робочого місця на промисловому виробничому підприємстві мають на увазі таку організацію робочого місця працівника цього підприємства, за якої усі понесені попередньо грошові (або іншого виду) витрати на його створення та утримання будуть мінімальними, проте цілком достатніми для забезпечення його нормального та ефективного функціонування за умови збереження запланованого темпу виробництва продукції згідно затвердженого плану виробництва.

Ергономічні вимоги до організації робочого місця на промисловому виробничому підприємстві передбачають виконання рекомендацій, розроблених спеціальною наукою – ергономікою. Ергономіка у свою чергу – це галузь науки, яка вивчає усі функціональні можливості людини (робітника, працівника) під час реалізації нею виробничих технологічних трудових процесів і має на своїй меті розроблення і створення найкращих (оптимальних) умов такої праці, які б з одного боку забезпечували високу продуктивність такої роботи, а з іншого – збереження життя, здоров'я та комфорту людини (робітника, працівника) під час виконання усіх необхідних технологічних операцій на своєму робочому місці на

підприємстві. Оскільки людина завжди взаємодіє із оточуючим середовищем, відповідно можемо говорити про те, що з точки зору ергономіки усе, що є навколо людини (робітника, працівника) на її робочому місці, має якнайкраще (максимально) бути пристосованим для людини як такої, тобто для її фізичних, психологічних, естетичних, фізіологічних особливостей.

Гігієнічні вимоги щодо організації робочого місця на промисловому виробничому підприємстві містять у собі перелік конкретних і затверджених (визначених відповідними нормативними документами та розпорядженнями) вимог щодо необхідного рівня освітлення, інтенсивності повітрообміну, температурного режиму, вологості повітря, шуму та інших факторів оточуючого середовища працівника безпосередньо на його робочому місці, які істотно (суттєвим чином) можуть вплинути на його працездатність та здоров'я під час виконання ним своїх службових обов'язків або ж перебування на території промислового виробничого підприємства [29].

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, виготовляння, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.

12. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «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.

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.

29. Організація робочого місця: як створити комфортні умови для роботи? – Електронний ресурс: <https://indigo.co.ua/ua/blog/organizaciya-rabochego-mesta-kak-sozdat-komfortnye-usloviya-dlya-raboty>

30. Служба охорони праці – Електронний ресурс: <https://pro-op.com.ua/article/ru/410-qqq-13-m2-06-02-2013-zashchita-ot-vrednyh-i-opasnyh-proizvodstvennyh-faktorov>

31. Хімічні насоси – Електронний ресурс: https://prom-nasos.com.ua/ua/catalog/pumps/chemical_pumps/

32. Хімічні насоси – Електронний ресурс : <https://dosingtech.com.ua/uk/shop/nasosi-promislovi/himichni-nasosi/>