

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
TeSET
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ВИПУСКНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему: Розрахунок конденсатного насоса на параметри: подача 100 м³/год,
напір 50 м, частота обертів 3000 об/хв.

Зі спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро
пневмоавтоматика»

Виконавець роботи

Лисенко Д.Р.

Підпис, дата

Випускна робота
Захищена на засіданні
ЕК з оцінкою _____
« ____ » _____ 20__ р.

Науковий керівник
Панченко В.О.

підпис, дата

Підпис голови комісії

Реферат

Пояснювальна записка: 68 с., 21 рисуноків, 7 таблиць, 7 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка відцентрового насосу КсВ 100-50»

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1:

Теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, апарат направляючий, шнек, складальне креслення підвід-відвід, кришка підшипника.

Мета проекту – розробка насосу для перекачування рідини на параметри: подача 100 м³/год, напір – 50 м, частота обертання – 2940 об/хв, густина рідини – 1000 кг/м³.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- виконано розрахунок підшипників;

У технологічному розділі розроблено технологію робочого колеса. У розділі економіки розглянуті види структур управління. У розділі охорони праці виконано аналіз вмісту шкідливих речовин в повітрі, заходи та засоби попередження забруднення повітряного середовища.

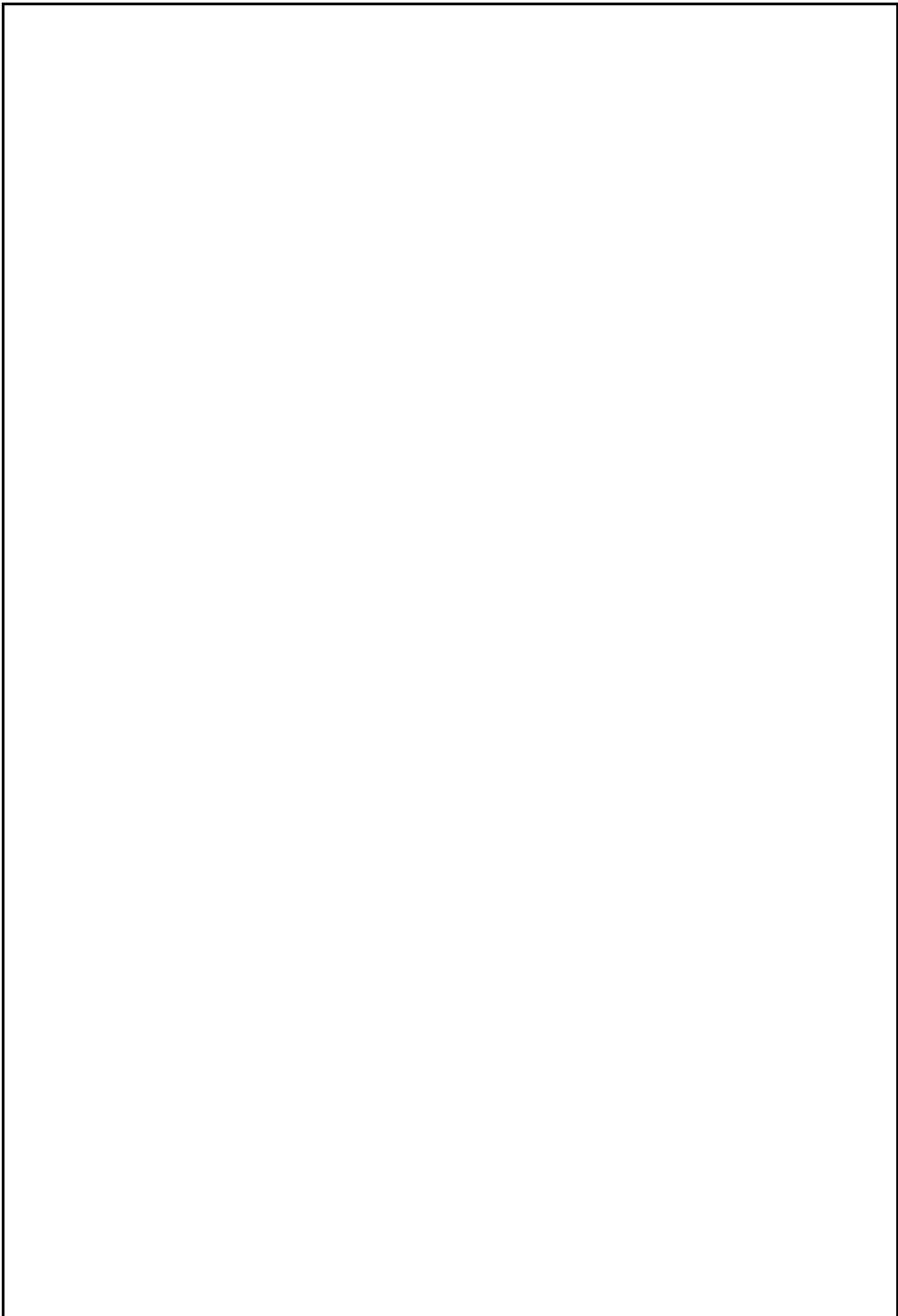
Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, частота обертання, конденсатний.

Зміст

Реферат.....	3
ВСТУП.....	5
Опис та будова насосу КсВ 100-50 кількість обертів 2940.....	5
1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ	7
1.1 Вихідні дані для розрахунку	7
1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	9
1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо.....	9
1.4 Визначення числа лопатей та їх товщини.....	11
1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	11
1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	12
1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	14
1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	15
2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	16
2.1 Загальні відомості	16
2.2 Побудова меридіанного перерізу.....	17
3 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ	21
3.1 Побудова нормалей.....	21
3.2 Побудова ліній течії.....	22
4 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ	25
4.1 Загальні положення.....	25
4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра.....	25
4.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії	26
4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра	28
4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	31
4.6 Побудова лопаті у плані	32
5 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА	33

						131.04ВР.100.00ПЗ		
<i>Изм.</i>		<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Лисенко</i>				Розробка відцентрового насосу КсВ 100-50 Пояснювальна записка	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Панченко</i>						4	
<i>Н. Контр.</i>					СумДУ ГМ-71-9			
<i>Утверд.</i>								

7 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА	40
7.1 Вибір електродвигуна	40
8 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	40
8.1 Конструювання вала	41
8.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	42
8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	45
8.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	47
9 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА	49
9.1 Аналіз конструкції робочого колеса і технічних умов на його виготовлення ...	49
9.2 Визначення типу виробництва	49
9.3 Вибір методу отримання заготовки	49
9.4 Умови вибору технологічних баз	50
9.5 Вибір маршруту обробки поверхонь деталі	50
9.6 Проведення складання маршруту обробки колеса робочого	51
10 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	54
10.1 Структура управління підприємством	54
10.2 Лінійна організаційна структура управління.....	55
10.3 Функціональна організаційна структура управління	56
10.4 Дивізійна організаційна структура управління	56
10.5 Лінійно-функціональна структура управління	57
10.6 Матрична організаційна структура управління.....	58
10.7 Організація без кордонів.....	59
11 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	60
11.1 Нормування вмісту шкідливих речовин в повітрі	60
11.2 Шкідливі речовини	65
11.3 Загальні заходи та засоби попередження забруднення повітряного середовища на виробництві та захисту працюючих включають	64
Література	69
Додаток А	



					131.04BP.000.00ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ВСТУП

Опис та будова насосу КсВ 100-50 кількість обертів 2940.

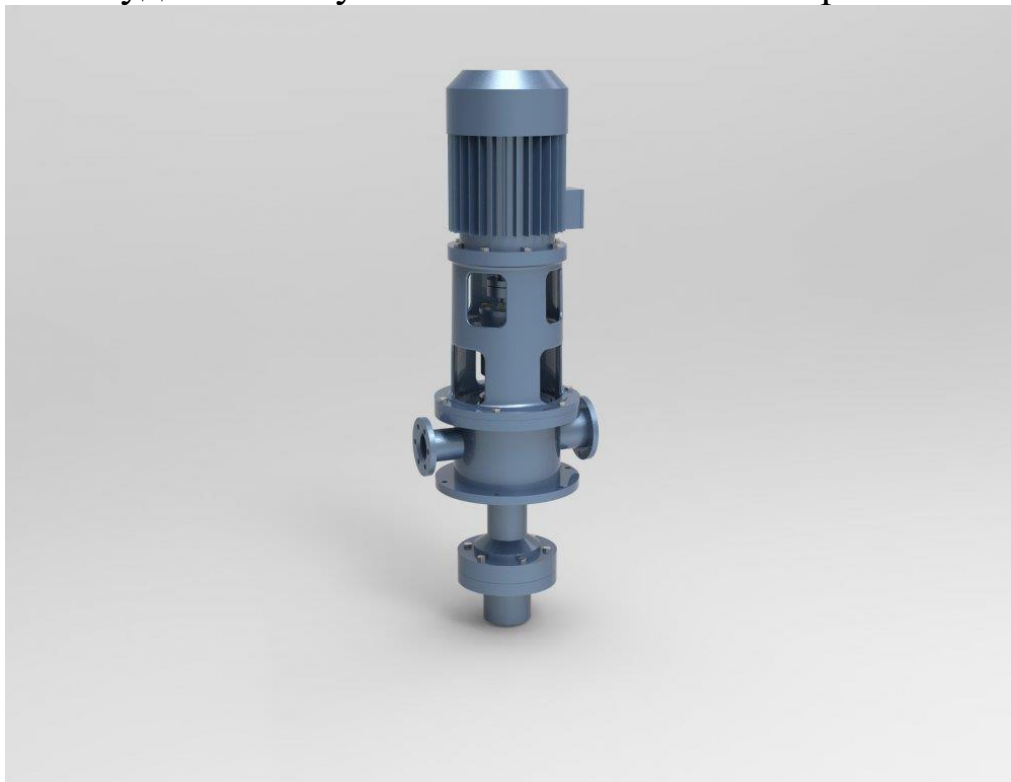


Рисунок 1 – Насос КсВ

Призначення: Насоси конденсатні типу КсВ і насосні агрегати на їх основі типу АКсВ призначені для перекачування конденсату в пароводяних мережах теплових і енергетичних блоків ТЕС, а також чистої води з температурою до 140 0С в системах тепло- і водопостачання.

Конструкція: Насоси конденсатні КсВ - відцентрові, вертикальні, однопоточні, одно- або багатоступінчасті, двокорпусні з виймальним внутрішнім корпусом секційного типу.

Опорами ротора служать: нижня - підшипник ковзання, вбудований для роботи на перекачується середовищі; верхня - виносні підшипники кочення з пластичної або картерної мастилом. Розвантаження ротора від осьових сил - гідравлічна за допомогою гідроп'яти або розвантажувального барабана. Ущільнення валу - механічні з сальникової набиванням (-С) взаємозамінні з механічними торцевими (-Т).

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

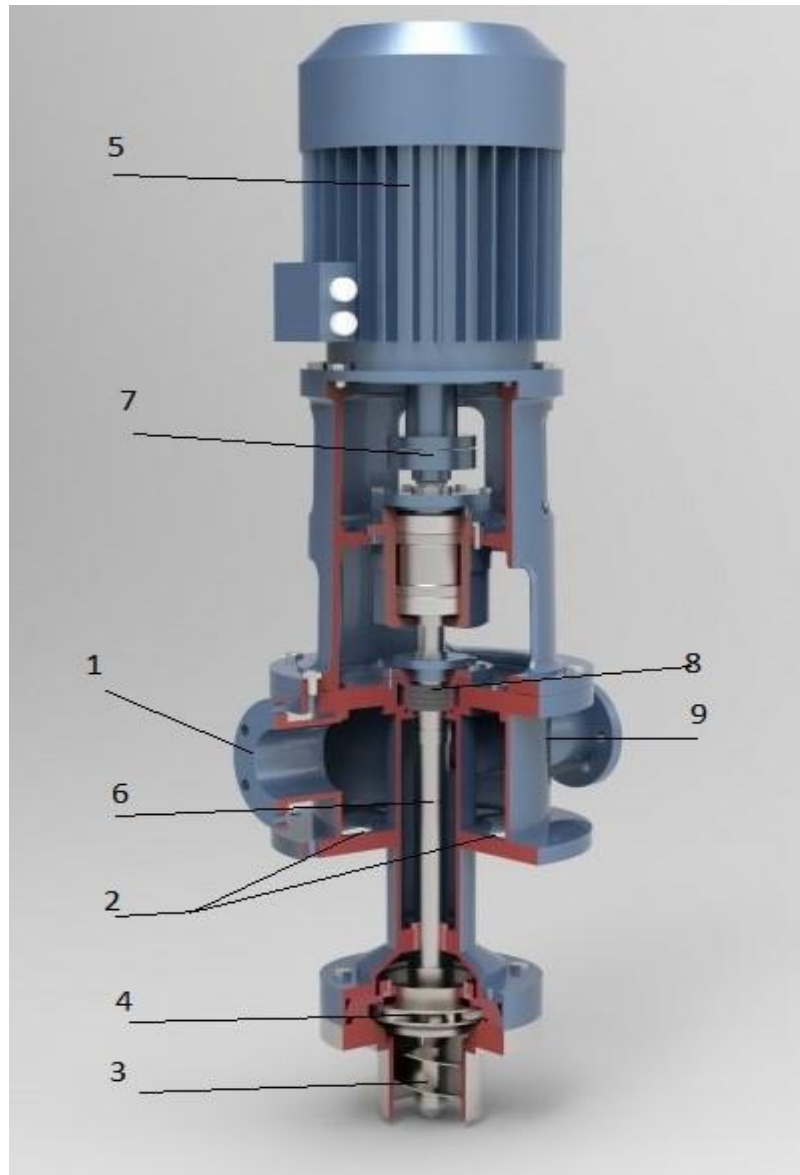


Рисунок 2 – Насос КсВ у розрізі

Принцип роботи насоса КсВ: рідина надходить у насос через вхідний патрубок (1), та через отвори у корпусі (2) потрапляє до баку. Потім проходить через шнек (3) та робоче колесо (4) та через корпус виходить через напірний патрубок (9). Крутний момент передається від двигуна (5), через полумуфту (7) на вал (6). Захист від протічок забезпечує сальникове ущільнення (8).

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.1

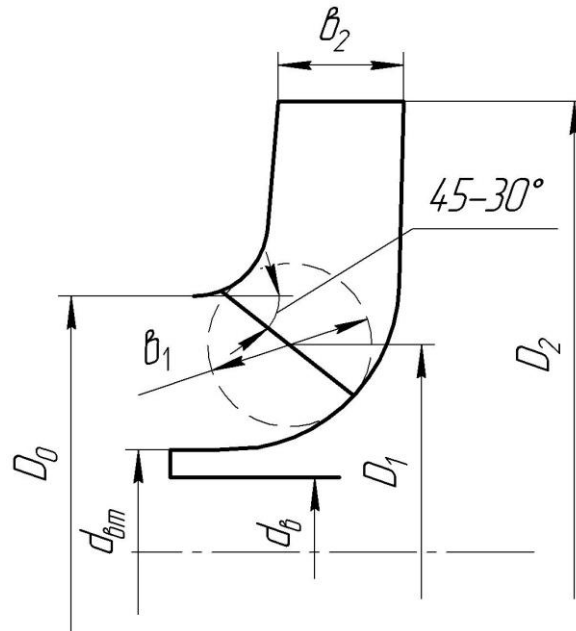


Рисунок 1.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

1.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$), двопотокове ($\alpha = 2$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000$, кг/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 100$ м³/год
- напір $H = 25$, м;
- частота обертання $n = 2960$, об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3.65 \cdot \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3.65 \cdot \sqrt{\frac{100}{3600}}}{25^{\frac{3}{4}}} = 161.$$

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.

									Лист
									7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.04ВР.000.00ПЗ				

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

$$D_{1пр} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{100}{3600 \cdot 2960}} \cdot 10^3 = 105,4 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 161^{-\frac{2}{3}}} = 0,977$$

Подача робочого колеса

$$Q_{р.к.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{100}{0,977} = 102,3 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2} = \frac{0,42}{(\lg 105,4 - 0,172)^2} = 0,877.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 161^{-2}} = 0,96.$$

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).

$$\eta = 0,977 \cdot 0,877 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,82$$

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.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 25}{3600 \cdot 0,77} = 8276,3 \text{ Вт}.$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H \cdot 1,15}{\eta_{Г}} = \frac{25 \cdot 1,15}{0,877} = 32,76$$

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

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

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).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 8276,3 = 9103,9 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{9103,9 \cdot 30}{\pi \cdot 2960} = 29,3 \text{ Н·м,}$$

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{29,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 24,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо

35 мм.

Діаметр втулки

$$d_{\text{вт}} = 50 \text{ мм.}$$

1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1\text{пр}}^2 + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{105,4^2 + 50^2} = 111 \text{ мм.}$$

Отримане значення округляємо до цілого у більшу сторону.

$$D_0 = 110 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{\text{р.к.}}}{3600\pi(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)} = \frac{4 \cdot 102,3}{3600\pi(110^2 - 50^2)} = 3,32 \text{ м/с.}$$

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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 $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0 = 0,8 \cdot 110 = 88\text{мм.}$$

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

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{88}{2} = 44\text{мм.}$$

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 .

$$V'_{1m} = V_0 = 3,33 \text{ м/с.}$$

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.

$$V_{1m} = 1,44 \cdot 3,33 = 4,79 \text{ м/с.}$$

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

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

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.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,088 \cdot 2960}{60} = 13,63 \text{ м/с.}$$

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

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

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

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$V_{1U} = \frac{0,12 \sqrt[3]{\frac{Q_{p.k.}^2 \cdot n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{4,79}{13,63} = 19,37^\circ.$$

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

$$\beta_1 = 19,37 + 5 = 24,37^\circ.$$

1.4 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 газорідинних сумішей).

Приймаємо $z = 7$.

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

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

Приймаємо $s_1 = s_2 = 5$ мм.

1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

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

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.04ВР.000.00ПЗ				

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_{1n} та $\Delta\beta$ (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$.

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{\frac{7 \cdot 5}{2\pi \cdot 44 \sin 24,37^\circ}} = 1,44$$

$$|1,44 - 1,44| = 0 \leq 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширина робочого колеса, м, на вході знаходять з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{102,3}{3,14 \cdot 0,088 \cdot 4,79 \cdot 3600} = 0,021 \text{ м}$$

1.6 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

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 32,76}{0,5}} = 25,32 \text{ м/с,}$$

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

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 25,32}{3,14 \cdot 2960} = 0,163 \text{ м.}$$

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 .

$$V'_{2m} = 0,75 \cdot V'_{1m} = 0,75 \cdot 3,33 = 2,49 \text{ м/с.}$$

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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. 1.2.

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

Таблиця 1.1 – значення виходячи з втрат

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

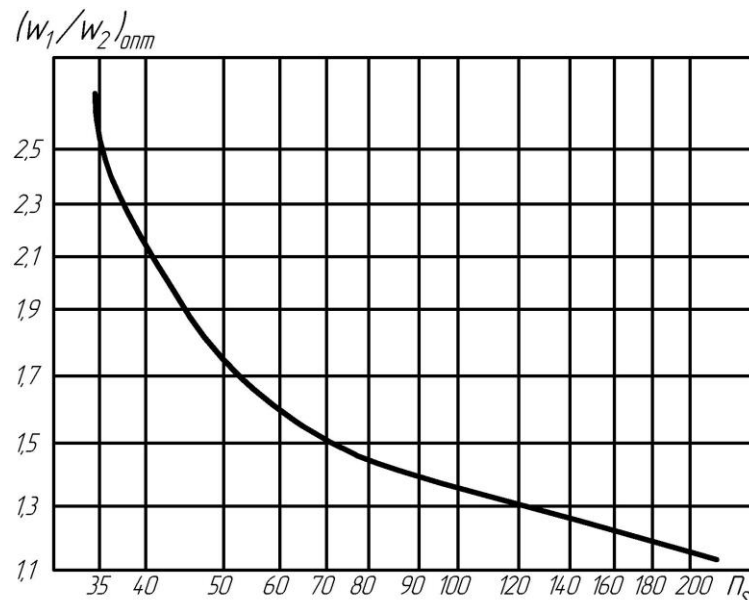


Рисунок 1.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

При $n_s = 161$ визначаємо за графіком $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1.28$.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1\right) = \arcsin\left(1.28 \cdot \frac{1.27}{1.44} \cdot \frac{2.49}{3.33} \sin 24,37\right) = 20,52$$

1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

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

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

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D'_2}\right)^2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

- при $n_s < 150$:

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

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

- при $n_s = 150 - 200$:

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

- при $n_s > 200$:

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

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 20,52^\circ = 0,81$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D'_2}\right)^2} = 2 \frac{0,81}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{88}{163}\right)^2} = 0,325$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,325} = 0,754$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{25}{0,877 \cdot 0,754} = 37,77 \text{ м.}$$

					131.04BP.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 2,49 \cdot 1,27 = 3,17 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

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

$$= \frac{3,17}{2 \operatorname{tg} 20,52^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,17}{2 \operatorname{tg} 20,52^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 37,77} = 23,94 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 23,94}{\pi \cdot 2960} = 0,154 \text{ м.}$$

1.8 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

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

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

$$\Psi'_2 = \frac{1}{\frac{7,5}{\pi \cdot 0,154 \sin 20,52^\circ}} = 1,27$$

$$|1,27 - 1,27| = 0,001 \leq 0,01 - \text{ умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{102,3}{\pi \cdot 0,154 \cdot 3,17 \cdot 3600} = 0,020 \text{ м.}$$

					131.04BP.000.00ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

2.1 Загальні відомості

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 2.1).

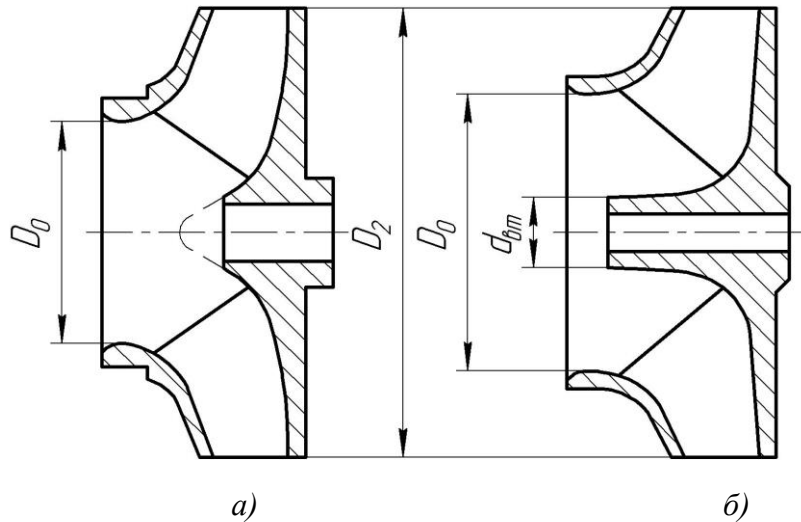


Рисунок 2.1 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:
а – робоче колесо консольного насоса;
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 2.1 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 приведеному діаметру входу у колесо D_{1np} .

Колеса з висунутою втулкою (рис. 2.1 б) застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

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

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

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.04ВР.000.00ПЗ				

випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса R_{π} (рис. 2.2 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. 2.3) 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) вхідною 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.

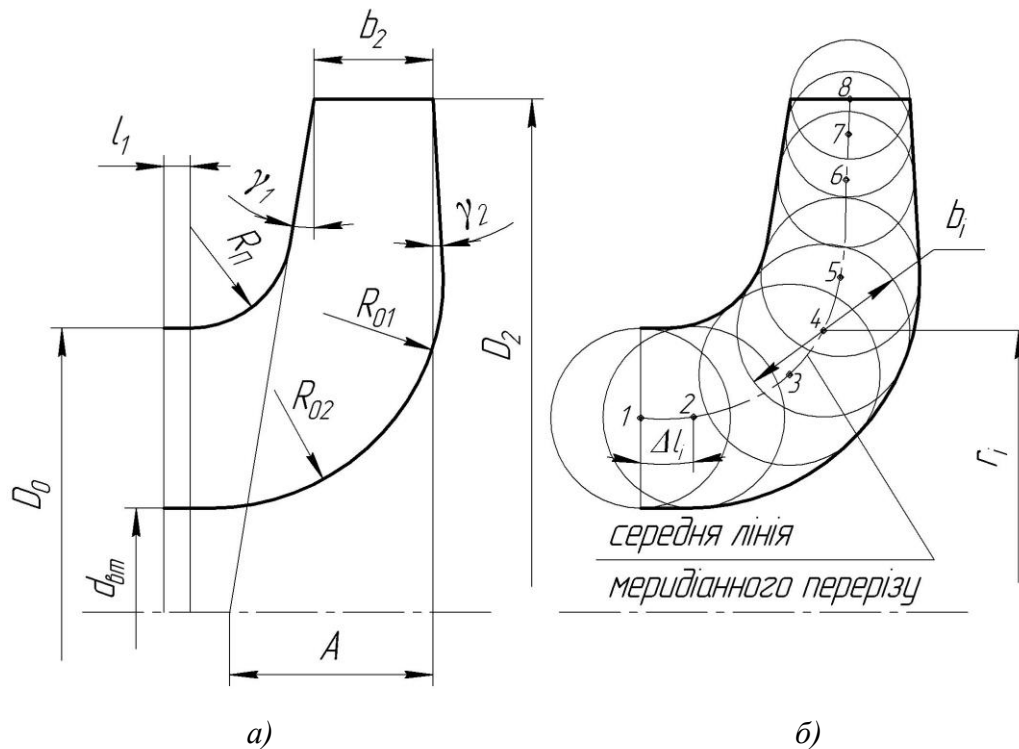


Рисунок 2.2 – До проектування меридіанного перерізу

2.2 Побудова 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

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.04ВР.000.00ПЗ				

побудувати графік $F = f(l)$ (див. рис. 2.3), де l - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_i від центра дуги радіусом R_{II} (див. рис. 2.2 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

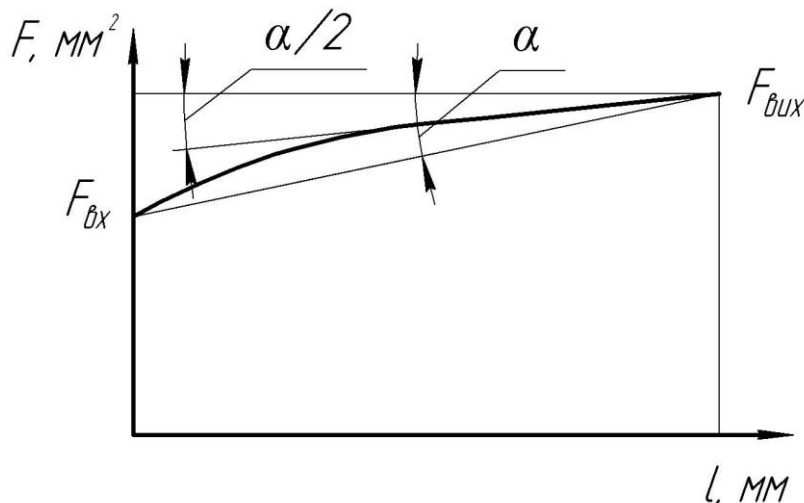


Рисунок 2.3 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

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.

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.04ВР.000.00ПЗ				

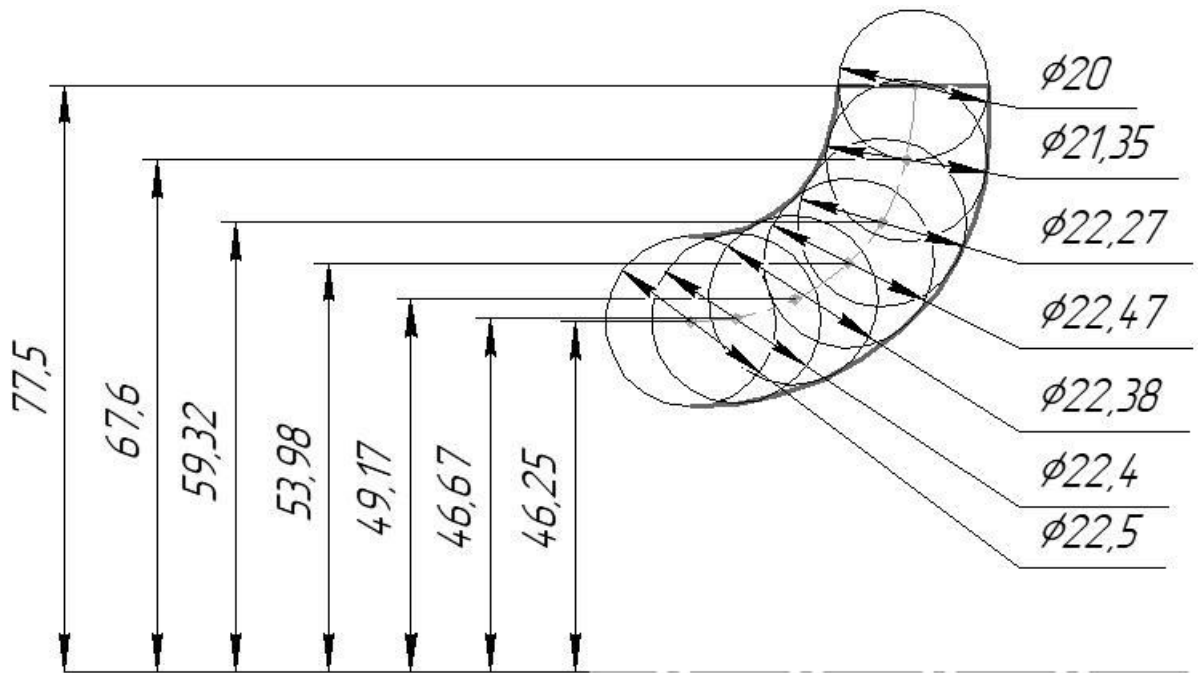


Рисунок 2.4 - Побудова меридіанного перерізу

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	46,25	22,5	0	6530
2	46,67	22,4	5,99	6656
3	49,17	22,38	14,16	6911
4	53,98	22,47	22,73	7612
5	59,32	22,27	29,65	8296
6	67,6	21,35	33,53	9058
7	77,5	20	48,49	9734

Таблиця 2.1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

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} .

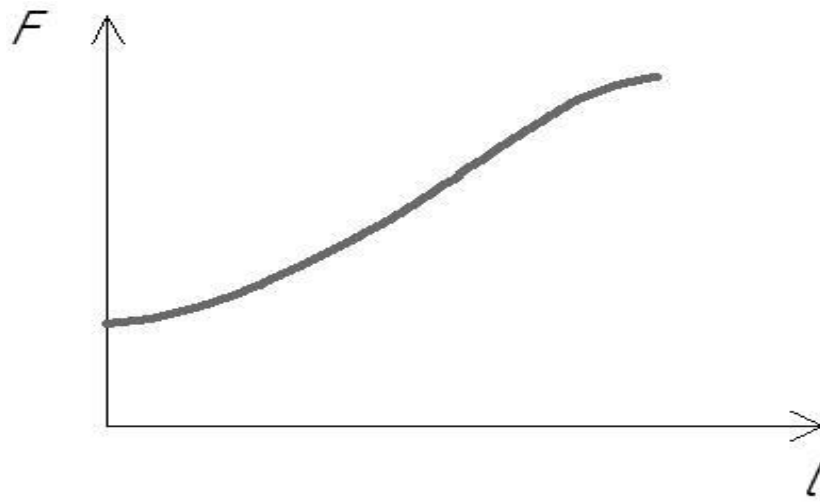


Рисунок 2.5 - Графік зміни площ меридіанного перерізу

3 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ

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

3.1 Побудова нормалей

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

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка $F = f(l)$ (див. рис. 2.5), тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки A і C дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 3.1 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. 3.2 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром D_2 .

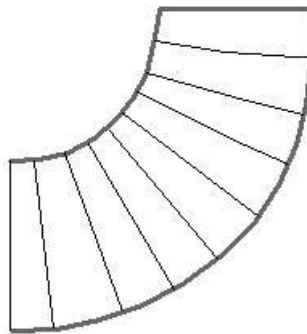


Рисунок 3.1 – Побудова нормалей

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

3.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 3.2). 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 3.1.

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

Таблиця 3.1

Приймаємо кількість потоків – 2.

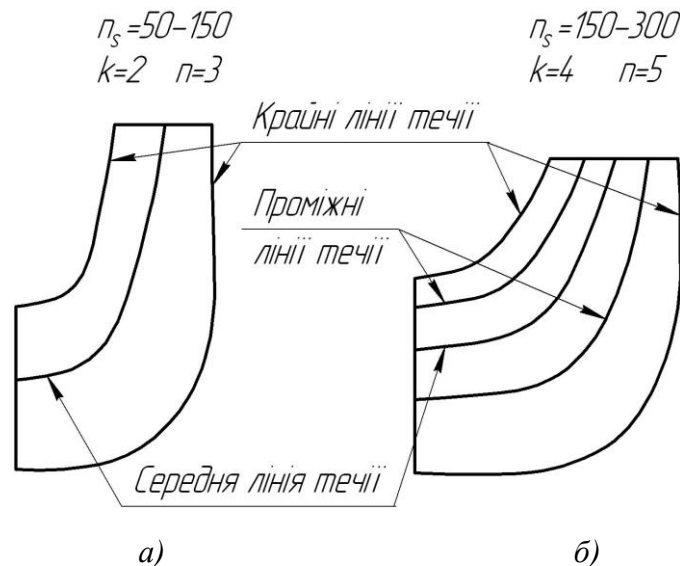


Рисунок 3.2 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

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

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

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

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

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

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

$$r_{ц.м.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки $\frac{b_2}{k}$. Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз $1-1$) визначають з рівності

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

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. 3.3). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток $r_{ц.м.} l$. Величини $r_{ц.м.}$ та l визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова $r'_{ц.м.} l' = r''_{ц.м.} l'' = r'''_{ц.м.} l'''$. Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

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

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

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

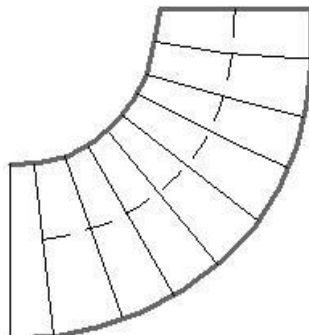


Рисунок 3.3 – Побудова ліній течії

4 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

4.1 Загальні положення

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). 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.

4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 4.1) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно ΔS та ΔL . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом $\Delta\phi$ між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює $5-10^\circ$, та радіусом конформного циліндра $R_{к.ц.} = 150 - 200$ мм (іноді припускають, що $R_{к.ц.} = R_2$), після чого визначають розміри ΔS та ΔL за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

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

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

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

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

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

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

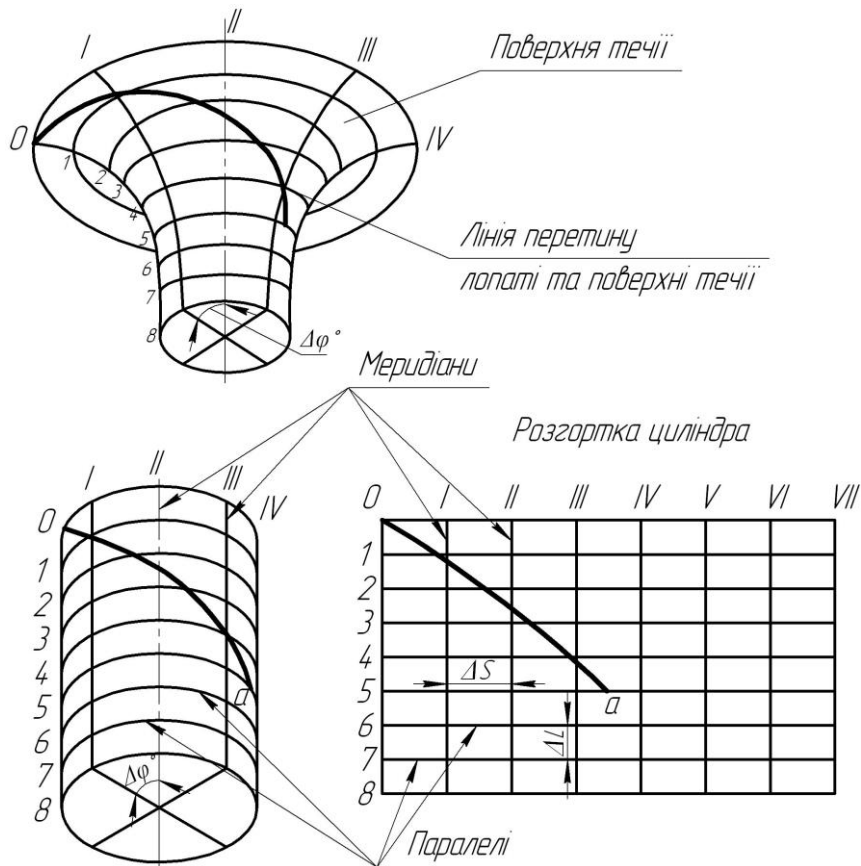


Рисунок 4.1 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

4.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії a , b , c (рис. 4.2) 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 .

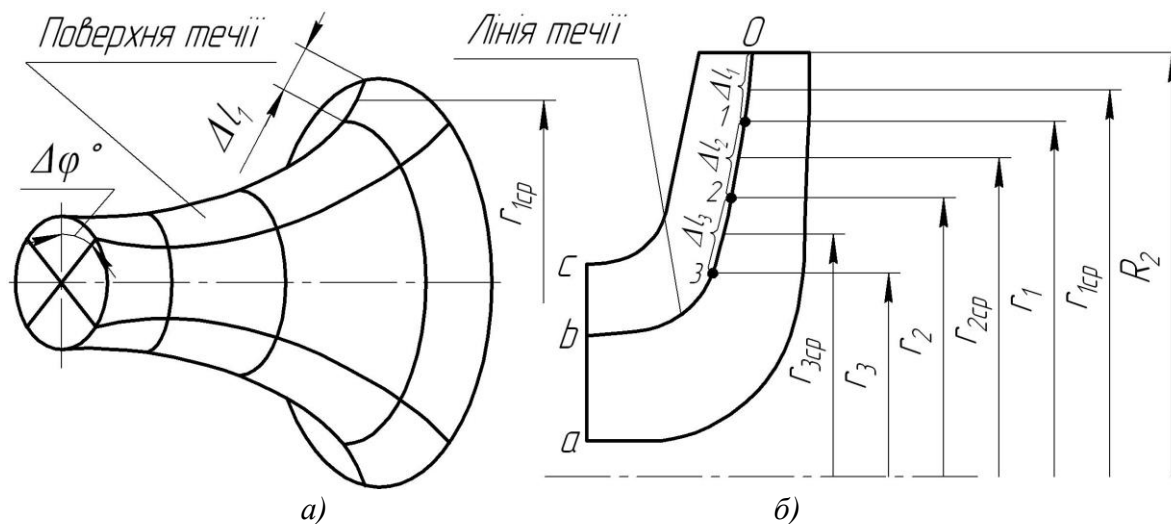


Рисунок 4.2 – Розбивка ліній течії

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 ;

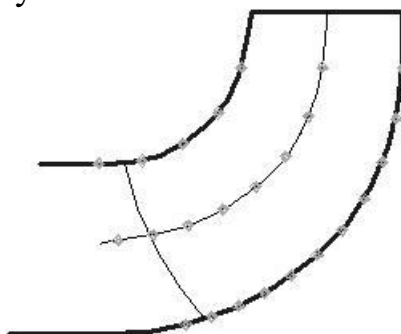
l_{0-i} - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки i .

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

$\text{Ч } n_s$	50-70	70-100	100-300	300-400
Θ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Таблиця 4.1 – Довжина сітки в градусах

Приймаємо кут охвату 100° .



Рисунко 4.3 - Побудова координатної сітки

4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

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. 4.4).

$$t = \frac{2\pi R_{к.ц.}}{z}$$

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

4. Кут охоплення 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. 4.4):

- 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_L ;
- з урахуванням вибору кута охоплення лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан $i-i$;
- паралелі точок a, b, c для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки (a, b, c) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

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

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

y_i - відповідна відстань на лінії течії.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

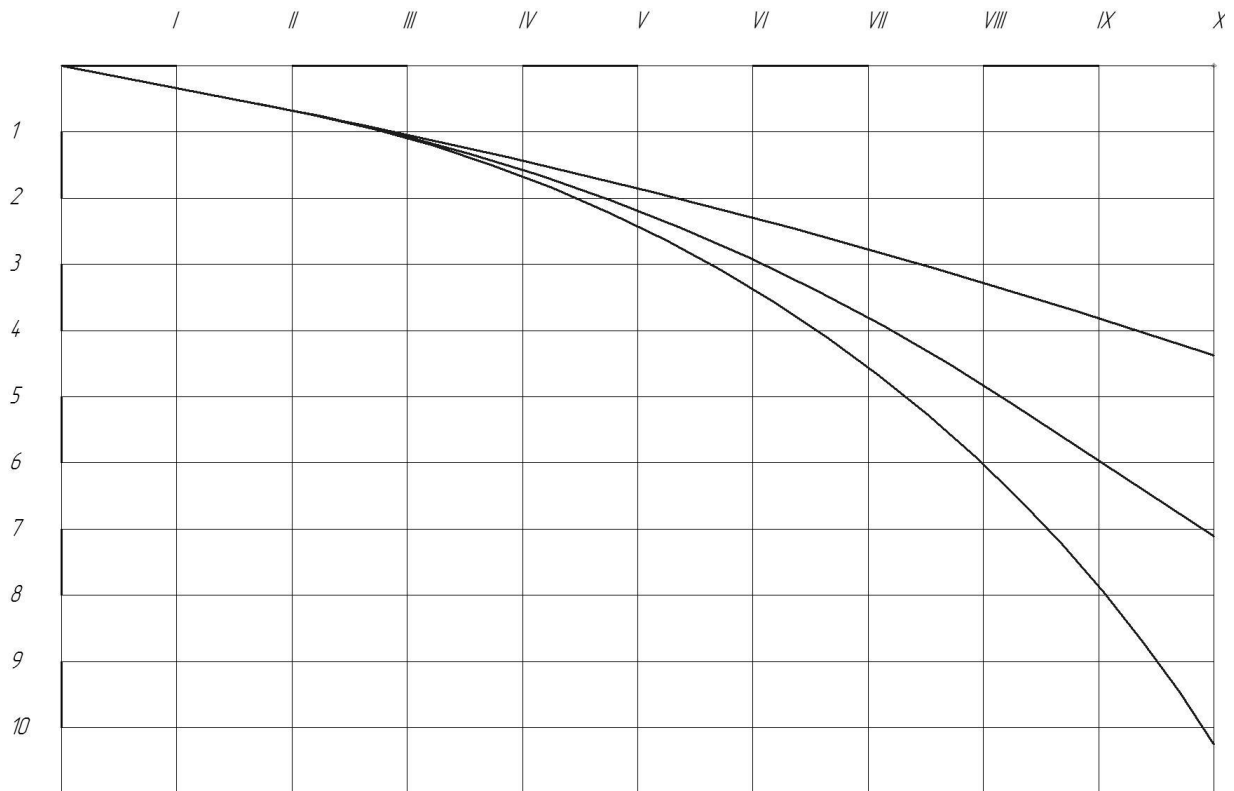


Рисунок 4.4 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(конформна діаграма)

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 :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,1075 \cdot 1470}{60} = 8,27$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,59}{8,27} = 23,47^\circ$$

$$\beta_{1a} = 23,47 + 5 = 28,47^\circ$$

Для точки b :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,14896 \cdot 1470}{60} = 11,47$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,59}{11,47} = 17,38^\circ$$

$$\beta_{1a} = 17,38 + 5 = 22,38^\circ$$

Для точки c :

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,185 \cdot 1470}{60} = 14,24$$

$$\beta_{1\text{Па}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,59}{14,24} = 14,15^\circ$$

$$\beta_{1a} = 14,15 + 5 = 19,15^\circ$$

4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

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. 4.5) 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.

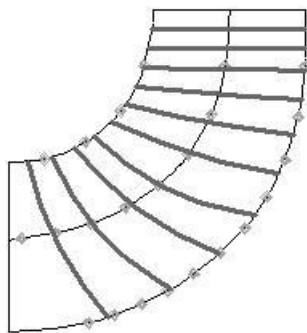


Рисунок 4.5 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні

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

4.6 Побудова лопаті у плані

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 4.6).

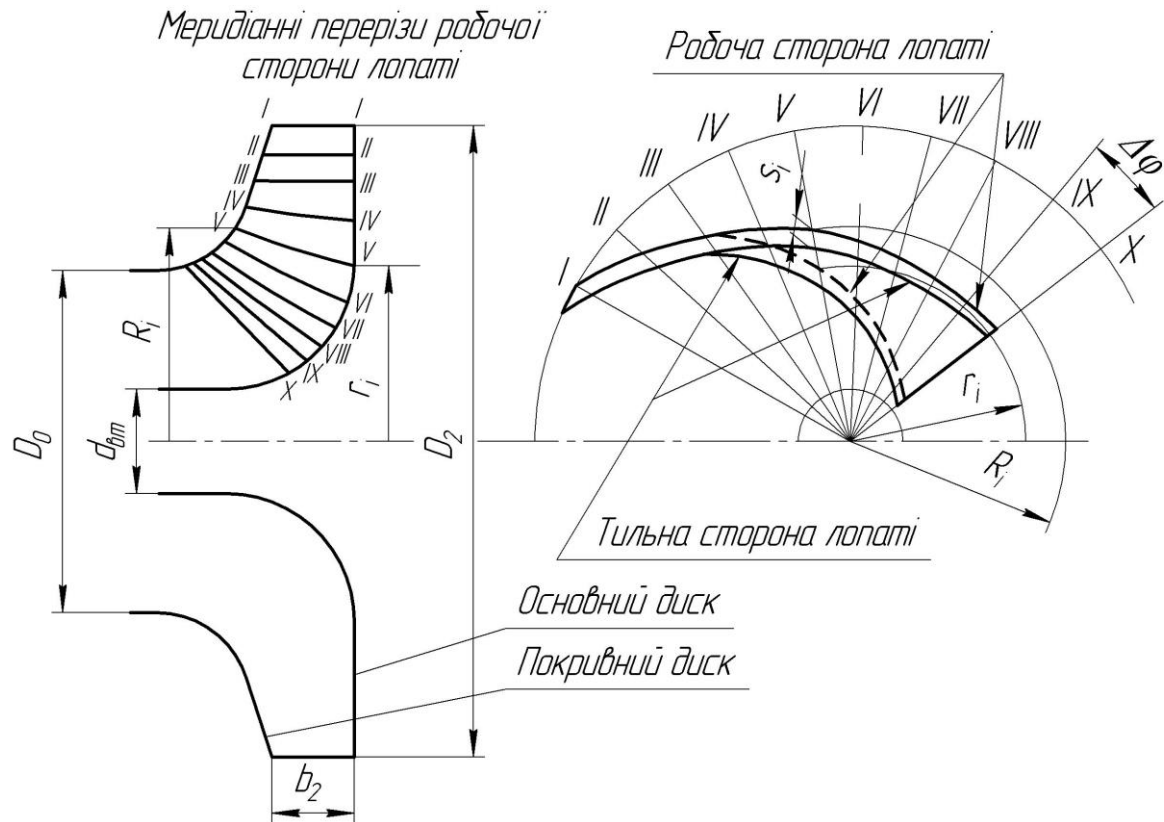


Рисунок 4.6 – Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами D_2 та d_{om} , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани $I, II, III...$ 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.

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.04ВР.000.00ПЗ				

5 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, за яким виготовляються лопаті. 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 (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Якщо меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса).

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

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

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

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

6 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ШНЕКА

Вихідні дані для розрахунку:

Подача $Q_p = 100 \text{ м}^3/\text{с}$;

Напор $H = 50 \text{ м}$;

Частота обертання $n = 2690 \text{ об/мин}$;

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_g = 2,5 \text{ м}$;

Температура перекачиваемой жидкости $t = 67 \text{ C}^\circ$.

Попередньо обираємо конструктивне виконання шнековідцентрової ступені, виходячи з значень допускається кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C_g = \frac{5,62\sqrt{Q_p}}{H \cdot (\Delta h_g)^{3/4}}$$

$$C_g = \frac{5,62\sqrt{100}}{50 \cdot (2,5)^{3/4}} = 1673$$

Приймаємо шнеко-центробіжну одно поточну

Діаметр втулки шнека приймаємо як діаметр втулки ЦРК.

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{внк}} = 0,025 \text{ м}$$

Визначаємо зовнішній діаметр шнека за формулою:

$$D_{\text{ш}} = \sqrt{K_{D_{\text{ш}}}^2 \cdot \left(\frac{Q_p}{n_{\text{ш}}}\right)^{2/3} + d_{\text{вн}}^2}$$

Де $K_{D_{\text{ш}}} = 6 - 8$. Збільшення $K_{D_{\text{ш}}}$ підвищує кавітаційні якості, але знижує ККД і стійкість роботи ступені на часткових подачах.

$$D_{\text{ш}} = \sqrt{6^2 \cdot \left(\frac{100}{3600 \cdot 2960}\right)^{2/3} + 0,035^2} = 0,131 \text{ м}$$

З інженерних міркувань приймаємо $D_{\text{ш}} = 0,108 \text{ м}$

Додатково уточнюють виконання умови роботи шнека без кавітаційної ерозії:

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K_{ni} = U_{iu} \cdot D_{iu}^{1/2}$$

$$K_{ni} < K_n,$$

де K_n - пороговий параметр кавітаційної ерозії встановлюють по табл.

При невиконанні цієї умови необхідно перейти на двопоточні конструкцію або знизити частоту обертання.

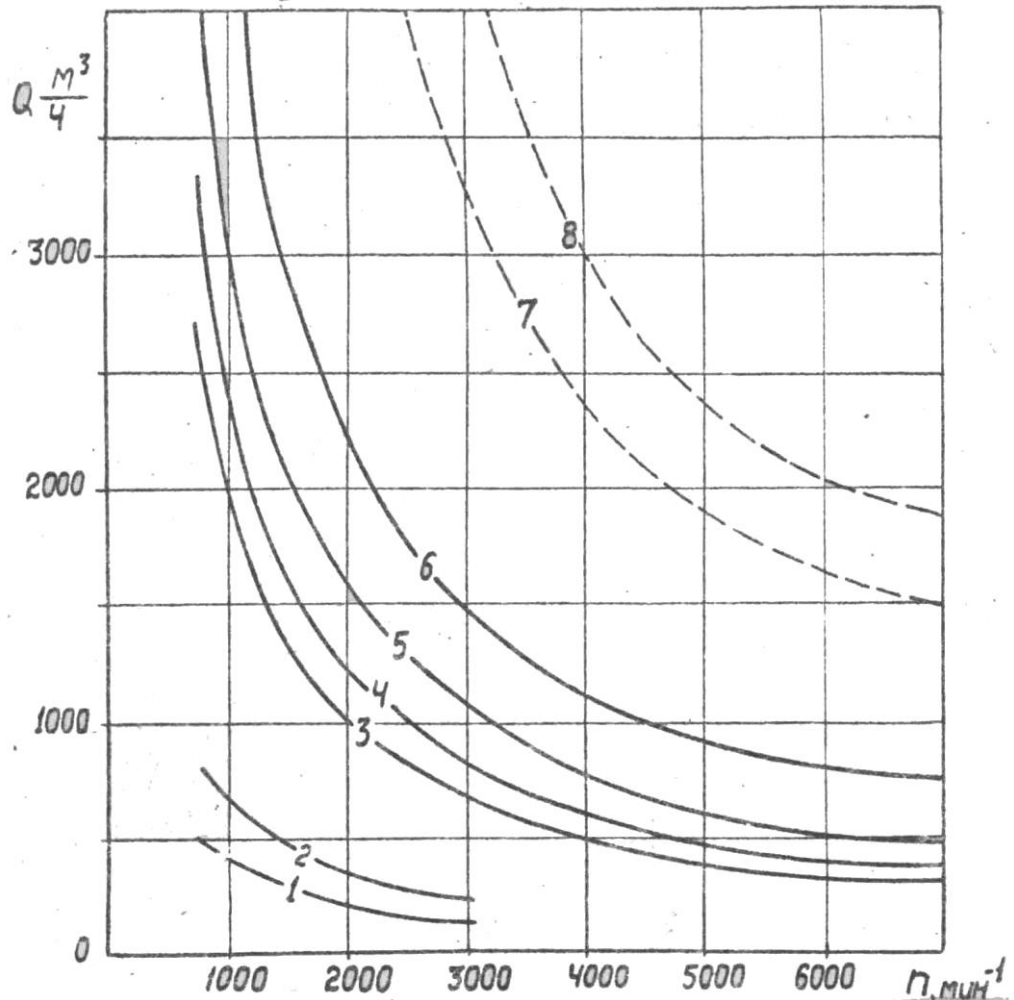


Рисунок 6.1 - Графіки для вибору конструкції шнека

1,4-для пластини при роботі на воді з температурою до 100 градусів і вище 150 градусів;

2,6-для пластини зі збільшеним радіальним зазором при роботі на воді відповідно з температурою до 100градусов і вище 150 градусів;

3,7-для шнека з виступом при роботі на воді відповідно з температурою до 100 градусів і вище 150 градусів;

5,8-для пластини і шнека з виступом при роботі з нафтою

$$U_u = \frac{\pi \cdot D_u \cdot n}{60}$$

$$U_u = \frac{3.14 \cdot 0.108 \cdot 2960}{60} = 16.7$$

$$K_{ni} = U_u \cdot D_u^{1/2}$$

$$K_{ni} = 16,7 \cdot 0,108^{1/2} = 5,49 \text{ м}$$

$$K_{ni} = 5,49 < K_n = 20,$$

Приймаємо: $K_n=20$;

Визначаємо кут потоку на зовнішньому діаметрі шнека (в разі застосування полуспірального підведення необхідно врахувати окружну складову швидкості) за формулою:

$$\beta_{nu} = \arctg \frac{4Q_p}{\pi(D_u^2 - d_{bm}^2)U_u}$$

$$\beta_{nu} = \arctg \frac{4 \cdot 100}{3,14(0,108^2 - 0,035^2)3600 \cdot 16,7} = 11,47^\circ$$

Визначаємо кут установки лопаті на зовнішньому діаметрі шнека за формулою:

$$\beta_{ли} = \beta_{nu} + \alpha,$$

$$\beta_{ли} = 11,47^\circ + 5^\circ = 16,47^\circ$$

де α - кут атаки приймають відповідно до наступних рекомендацій:

$\alpha = 5-6^\circ$ для розрахункової подачі на $D_{ш}$;

$\alpha = 5^\circ$ при $\bar{d}_{dbm} = 0,3-0,4$;

$\alpha = 6^\circ$ при $\bar{d}_{dbm} > 0,4$.

Визначаємо кути установки лопаті в проміжних перетинах (на середньому діаметрі $D_{ср}$ і у втулки) з умови сталості ходу гвинтової поверхні:

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$S_i = \pi D_{ш} \operatorname{tg} \beta_{ши} = \operatorname{const},$$

$$D_{cp} = \frac{D_{ш} + d_{bm}}{2}$$

$$D_{cp} = \frac{0,108 + 0,035}{2} = 0,0715 \text{ м}$$

$$\beta_{ши} = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,108 \cdot \operatorname{tg} 16,47^\circ}{0,035} \right) = 45,56^\circ$$

$$\beta_{лри} = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,108 \cdot \operatorname{tg} 16,47^\circ}{0,0715} \right) = 24,29^\circ$$

Вибираємо число і довжину лопатей. Зазвичай приймають $Z_{ш} = 2 - 3$, а довжину лопаті - з умови забезпечення густоти лопатевої решітки.

Приймаємо $Z_{ш} = 2$;

Довжина лопаті на $D_{ш}$:

$$l_{D_{ш}} = \frac{\pi D_{ш}}{z_{ш}}$$

$$l_{D_{ш}} = \frac{3,14 \cdot 0,108}{2} = 0,169 \text{ м}$$

Довжина лопаті на d_{bm} :

$$l_{d_{bm}} = 1,7 \frac{\pi d_{bm}}{z_{ш}}$$

$$l_{d_{bm}} = 1,7 \frac{3,14 \cdot 0,035}{2} = 0,093 \text{ м}$$

Перевіряють виконання умови бесшумної роботи шнека за формулою:

$$\Delta h_{ку} + H_{ш} - \Delta H_{ш} \geq A \Delta h_{кк},$$

де $H_{ш} = (0,1 - 0,4) H_k$ при $n_s = 70 - 200$;

$\Delta H_{ш} = (0,3 - 0,4) H_{ш}$ - зниження напору за рахунок кавітації на початковій ділянці лопаті;

$A = 1,5 - 1,8$ – коефіцієнт запаса шнека.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Величина напору шнека орієнтовно може бути розрахована за формулою, отриманої на підставі обробки результатів експерименту:

$$H_{ш} = 0,195 \operatorname{tg} \alpha U_{ш}^2.$$

$$H_{ш} = 0,195 \operatorname{tg} 5 \cdot 16,7^2 = 4,75 \text{ м}$$

Критичний кавітаційний запас шнека $\Delta h_{кш}$ визначаємо за формулою:

$$\Delta h_{кш} = \frac{V_m^2}{2g} + \lambda \frac{W^2}{2g},$$

где

$$V_m = \frac{4Q_p}{\pi(D_{ш}^2 - d_{бм}^2)};$$

$$W = \frac{V_m}{\sin \beta_{лш}};$$

$$V_m = \frac{4 \cdot 100}{3600 \cdot 3,14(0,108^2 - 0,035^2)} = 3,38 \text{ м/с}$$

$$W = \frac{3,38}{\sin 11,47^\circ} = 16,99 \text{ м/с}$$

λ - коефіцієнт. На розрахунковому режимі $\lambda = 0,03$.

Якщо умова бесшумної роботи шнека не виконується, розрахунок шнека необхідно повторити, змінивши діаметр шнека або кут атаки.

$$\Delta h_{кш} + H_{ш} - \Delta H_{ш} \geq A \Delta h_{кк},$$

$$5,01 \geq 4,96.$$

Будуємо кавітаційну характеристику – залежність $\Delta h_{кш} = f(Q)$.

Q, м ³ /Г	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
V _м , м/ш	0,33	0,67	1,01	1,35	1,69	2,03	2,37	2,71	3,05	3,38
W _м , м/с	1,65	3,36	5,07	6,78	8,49	10,2	11,91	13,62	15,33	16,99
H _{кш} , м	0,009	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,5	0,65	0,83	1,02

Таблиця 6.1 – кавітаційна характеристика

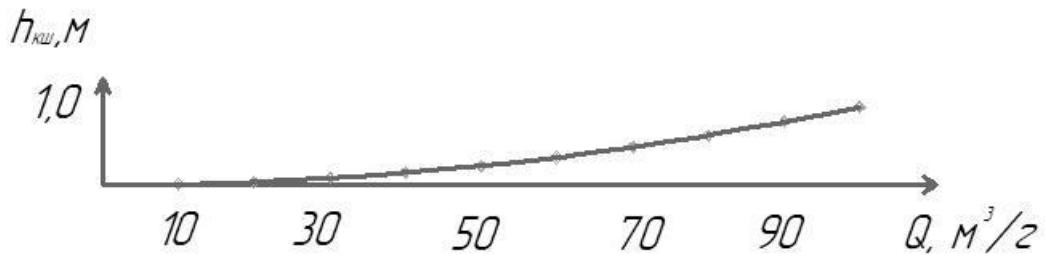


Рисунок 6.2 – Кавітаційна характеристика

Оцінюємо вплив шнека на економічність ступені за наступним виразом:

$$\eta = \eta_k \cdot \eta_{ш}$$

де $\eta_{ш} = 0,5 - 0,55$ - для шнека з лопатою у вигляді пластини;

$\eta_{ш} = 0,7 - 0,75$ - для шнека з середньою лінією профілю лопаті у вигляді дужки кола;

$\eta_k = 0,82$ КПД насоса.

$$\eta = 0,82 \cdot 0,75 = 0,615$$

7 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА

7.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \text{ Вт.}$$

$$N = \frac{(1000 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 50) \div 3600}{0,82} = 16,6 \text{ кВт.}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N,$$

де $k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \cdot 16,6 = 19,92 \text{ кВт.}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираємо двигун 4A180S2Y3.

8 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 8.1)

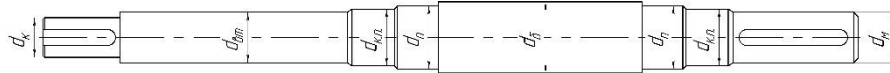


Рисунок 8.1 - Розміри діаметрів вала насоса

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де $[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 40}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 25 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_k = 35$ мм.

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{og},$$

де d_{og} - вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

$$d_m = (0,8 \div 1,2) \cdot 48 = 38,4 \div 57,6$$

Приймаємо $d_m = 50$ мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_m + (5 \div 10), \text{ мм.}$$

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_{к.н.} = 35 + 10 = 45 \text{ мм.}$$

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{к.н.} + 2 \cdot t,$$

де $t = 3$ мм – висота буртика.

$$d_n \geq 45 + 2 \cdot 3 = 51 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_n = 40$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{\phi} \geq d_n + 3 \cdot r,$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника (див. табл. 8.1).

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Таблиця 8.1 - Визначення координати фаски підшипника

$$d_{\phi} \geq 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{\phi} = 45$ мм.

8.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Вибір типу ущільнення

У наведеній на рис. 1 конструкції насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 8.2).

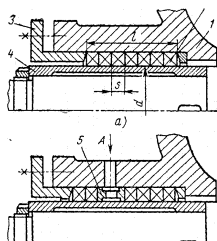


Рисунок 8.2 – Конструкція сальникового ущільнення

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

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

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d} ,$$

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

$$d = d_{em} + 10 = 60 \text{ мм.}$$

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$S = \sqrt{60} = 7,7 \text{ мм}$$

Приймаємо $S = 12 \text{ мм}$

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s,$$

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

Приймаємо $i=4$, тоді

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

8.3 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

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

де $r = \frac{d}{2} + 0,5$ – радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

L та S підставляються в см, p_0 - в кгс/см².

$$r = \frac{50}{2} + 0,5 = 25,5 \text{ мм.}$$

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

$$N_c = 230 \cdot 3,14 \cdot 2,25^2 \cdot 1 \cdot 10 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{20,5 \frac{4}{1}} - 1 \right) = 58 \text{ Вт.}$$

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$.

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3$$

де t_1 – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

h – висота шпонки, мм;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b,$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$l_p = 56 - 10 = 46 \text{ мм.}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2},$$

де $\sigma_{0,2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа.}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 400}{35 \cdot 46 \cdot (8 - 3,3)} \cdot 10^3 = 99,37 \text{ МПа.}$$

$$99,37 < 192 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

8.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим діаметром $d_n = 40$ мм у довідковій літературі вибирають тип та марку підшипників 1608 ГОСТ 28428-90, їх динамічну C 54000 Н та статичну вантажопідйомність C_0 16000 Н.

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою

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

де $F_r = R$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ C$, $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ C$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

Оскільки радіальне навантаження дорівнює нулю, то отримуємо

$$P = (1 \cdot 1600 \cdot 1 + 1 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,4 = 1620 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника, год:

- для кулькових підшипників:

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$L_{hp} = \left(\frac{54000}{1620}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500} = 24691 \text{ год.}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h.$$

Умова довговічності виконується.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

9.1 Аналіз конструкції робочого колеса і технічних умов на його виготовлення

Робоче колесо є основним робочим органом, що забезпечує подачу і напір рідини. Робоче колесо піддається впливу великих динамічних навантажень від тиску рідини на лопаті, від відцентрових сил і вібрації при наявності невірноважених сил. Крім того, воно піддається впливу кавітації і корозії.

Аналіз конструкції зводиться до докладного вивченні креслення деталі, технічних умов на виготовлення, умов роботи деталі в гідромашині. При цьому перевіряється достатність проєкцій, правильність проставляння розмірів, вивчаються вимоги по точності і шорсткості обробки поверхонь, інші вимоги технічних умов.

Основною задачею аналізу конструкції деталі являється виявлення можливостей підвищення її технологічності. Тому увагу необхідно звернути на зменшення розмірів оброблюваних поверхонь, що знижує трудоемність механічної обробки; уніфікацію розмірів і форм пазів, канавок, галтелей, отворів і інших елементів, що скорочує номенклатуру ріжучих інструментів і зменшення часу обробки при послідовному виконанні технологічних переходів; забезпечення надійного і зручного базування; можливість суміщення технологічної і вимірювальної баз для підвищення точності обробки.

9.2 Визначення типу виробництва

Тип виробництва даної деталі – дрібносерійний. Дрібносерійне виробництво наближається по своїм технологічним особливостям до одиничного виробництва. В ньому, як і в одиничному виробництві, застосовують переважно універсальне обладнання (з розташуванням його в цехах по типам станків), нормальний робочий і універсальний вимірювальний інструмент. Дрібносерійному виробництву притаманна велика номенклатура виробів що виготовляються і велика кількість виконуваних на різних робочих місцях операцій.

9.3 Вибір методу отримання заготовки

Вибір методу отримання заготовки, у відповідності визначається:

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- 1) технологічними характеристиками матеріалу деталі; структурними змінами матеріалу, отримуваними в результаті застосування того чи іншого методу отримання заготовки;
- 2) формою і розмірами заготовки;
- 3) необхідною точністю заготовки, шорсткістю і якістю її поверхні;
- 4) програмою випуску і строками виконання цієї програми;
- 5) наявністю відповідного технологічного обладнання;
- 6) строками підготовки технологічної оснастки.

Конкретно в нашому випадку, що розглядається в даній роботі, найбільш доцільним методом отримання заготовки є лиття у піщані форми у відповідності до технічних вимог ГОСТ 5525-88. Даний вид лиття надає можливість виготовлення великих і важких виливків. Поруч з цим, варто виділити високу шорсткість поверхні, яка є основним недоліком цього способу лиття.

9.4 Умови вибору технологічних баз

Основні положення по вибору баз і вимоги до базових поверхонь у достатній мірі наведені:

- 1) За технологічну базу в першій операції механічної обробки приймають необроблені поверхні, найбільш надійно отримані в заготовці.
- 2) Вибрана чорнова база повинна забезпечити найбільш точне розташування оброблюваних поверхонь відносно необроблюваних базових.
- 3) При виборі базуючих поверхонь необхідно прагнути суміщення конструкторської, технологічної і вимірювальної баз.
- 4) В якості опорної технологічної бази необхідно використовувати поверхні найбільших розмірів, що забезпечить кращу стійкість заготовки. Направляюча база повинна мати найбільшу довжину відносно направляючої площини пристосування.
- 5) Вибрані технологічні бази повинні забезпечити найменшу деформацію заготовки від зусиль затиснення і виникаючих при обробці зусиль різання.
- 6) Базові поверхні повинні забезпечити найкращі умови базування, закріплення і виміру деталі, а також простоту конструкції пристосування.

9.5 Вибір маршруту обробки поверхонь деталі

Маршрут обробки вибирається виходячи з вимог робочого креслення колеса та прийнятої заготовки за заданими квалітетами точності, класами чистоти

					131.04BP.000.00ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		50

поверхонь деталі, а також враховуючи її розміри, масу та конфігурацію вибирається необхідна кількість стадій обробки і тип відповідного обладнання. Кожна стадія виконується на своїх режимах обробки необхідним інструментом.

9.6 Проведення складання маршруту обробки колеса робочого

Технологічний процес обробки колеса робочого складений за загально прийнятими нормами, що є обґрунтованими практичним досвідом. Бачу проведення цього процесу наступним чином:

1) Операція 005. Заготівельна.

- Заготовку отримують методом лиття у піщані форми.

2) Операція 010. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16К20.
- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Таким чином мають місце дві технологічні бази: установочна (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійна опорна (зовнішня циліндрична поверхня заготовки - позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюються торцева поверхня заготовки, точаться внутрішні циліндричні поверхні втулки, точиться фаска: внутрішня.

- Обробка проводиться різцями: розточним ГОСТ 18883-73 з пластиною із твердого сплаву ВК8, розточним Т30К4 S30К-PSYFR06 та свердлом Ø 35 ГОСТ 12121-77.

- Контроль розмірів на місці проводиться штангенциркулем ШЦ-ІІ ГОСТ 166-89 та калібр-пробкою гладкою Ø35h7.

3) Операція 015. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16К20.
- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Маємо дві технологічні бази: установочна (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійна опорна (внутрішня циліндрична поверхня втулки - позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюються торцеву поверхню заготовки.

- Обробка проводиться різцями: прохідним упорним ГОСТ 18879-73 з пластиною із твердого сплаву ВК6, прохідним упорним Т30К4 S30К-PSYFR06.

- Контроль розмірів проводиться штангенциркулем ШЦ-ІІ ГОСТ 166-80.

4) Операція 020. Контроль ВТК.

- Стіл ВТК.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

- Контролюються розміри по шаблонам, контролюється розмір діаметром 35 мм гладкою калібр-пробкою.

5) Операція 025. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.
- Обрізати зовнішній диск

6) Операція 030. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16К20.
- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Маємо дві технологічні бази: установочна (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійна опорна (зовнішня циліндрична поверхня втулки - позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюються покривний диск робочого колеса, центрування робочого колеса.

- Обробка проводиться різцями: прохідним упорним ГОСТ 18879-73 з пластиною із твердого сплаву ВК6; прохідним упорним Т30К4 S30K-PSYFR06.

- Контроль розмірів проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80.

7) Операція 035. Контроль ВТК.

- Стіл ВТК.
- Контролюються розміри по шаблонам, контролюється розмір діаметром 151 мм

8) Операція 040. Розміточна.

- Плита розміточна.
- Проводиться розмітка: центрів отворів у диску; шпоночного паза у втулці колеса.

- Розмітка проводиться лінійкою слюсарною, циркулем слюсарним, штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80, керном та молотком.

9) Операція 045. Довбальна.

- Станок довбальний 7А420.
- Заготовка встановлюється в спеціальний пристрій, вивіряється і закріплюється. Допуск шпоночного паза забезпечується за рахунок принципу суміщення баз.

- Проводиться довбання шпоночного паза різцем довбальним ГОСТ 18888-73 з пластиною із твердого сплаву ВК6.

- Контроль розмірів паза проводиться калібром пазовим.

10) Операція 050. Свердлильна.

- Станок свердлильний 2Л53.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Заготовка встановлюється в спеціальний пристрій, вивіряється і закріплюється. Проводиться свердлення семи наскрізних отворів $\varnothing 8$ Н14, зенкування фаски $1 \times 45^\circ$.

- Операція проводиться свердлом $\varnothing 8$ ГОСТ 12121-77, зенківка $\varnothing 10 \times 90^\circ$ ГОСТ 14953-69, патрон 10-В16 ГОСТ 8522-79

11) Операція 055. Контроль ВТК.

- Стіл ВТК.

Контролюються розміри по шаблонам.

12) Операція 055. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.

- Зачищаються надфілем заусенці після фрезерної, свердлильної та довбальної операцій.

13) Операція 060. Балансувальна.

- Статичне балансування здійснюється на ножах шляхом використання вантажиків. Після збалансування колеса вантажики знімаються і зважуються.

14) Операція 065. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.

Усувається дисбаланс колеса за допомогою свердління отворів у циліндричних поверхнях згідно технічних вимог робочого креслення колеса робочого.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

10 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

10.1 Структура управління підприємством

Організаційна структура управління підприємством - основа системи управління, яка визначає склад, підпорядкованість та взаємодію її елементів окреслює необхідну кількість управлінського персоналу, здійснює його розподіл за підрозділами, регламентує адміністративні, функціональні та інформаційні взаємовідносини між працівниками апарату управління та підрозділами, встановлює права, обов'язки і відповідальність менеджерів тощо.

Зв'язки між елементами системи управління, які визначають відповідний тип організаційної системи управління підприємством, поділяють на:

- - лінійні - виникають між підрозділами та керівниками різних рівнів управління і передбачають підпорядкованість одного керівника іншому;
- - функціональні - характеризують взаємодію керівників, які виконують певні функції на різних рівнях управління, проте між ними не існує адміністративного підпорядкування;
- - міжфункціональні - мають місце між підрозділами одного рівня управління.

Завдання менеджера в процесі управління полягає в тому, щоб надати всім компонентам підприємства такої форми та об'єднати їх так, аби підприємство було одним цілим і функціонувало цілеспрямовано. Саме тому на будь-якому підприємстві існує певна підпорядкованість між його складовими та рівнями менеджменту, чіткий розподіл влади, прав та відповідальності.

Для відображення структурних взаємозв'язків основних рівнів та підрозділів підприємства, їх підпорядкованості на практиці використовують певні схеми організаційної структури управління. Такі схеми є лише скелетом системи управління, оскільки не розкривають склад та зміст функцій, прав та обов'язків підрозділів та посадових осіб.

Типи організаційних структур управління підприємством

Залежно від існуючих зв'язків між елементами системи управління виділяють лінійну, функціональну, лінійно-функціональну, дивізійну, матричну організаційні структури та ін.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

10.2 Лінійна організаційна структура управління

Між елементами цієї структури існують лише одноканальні зв'язки (рис. 10).

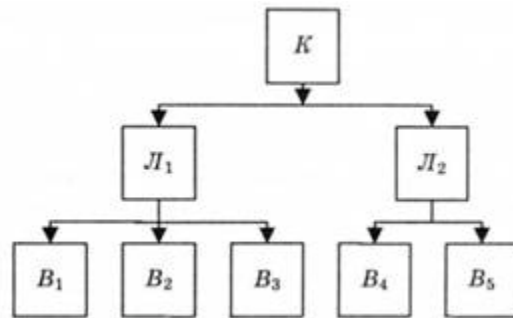


Рис. 10. Лінійна структура управління: К - генеральний керівник; Л - лінійний керівник; В - виконавець

Підприємства виникають як організації з простою структурою. У плануванні організації відображається її власник у ролі президента з усіма службовцями, які безпосередньо йому підпорядковуються. Проста (лінійна) структура визначається не наявністю, а відсутністю в ній будь-яких характеристик.

Маємо низький рівень спеціалізації, нечисленні правила, за якими здійснюється діяльність, та централізацію повноважень у руках однієї особи - власника. Проста організація є "малоступеневою". Вона переважно складається з двох-трьох вертикальних рівнів та аморфної групи уповноважених службовців, які мають право централізовано приймати рішення. Проста структура найчастіше зустрічається у малому бізнесі, де менеджер і власник виступають в одній особі. Вона мобільна, потребує незначних витрат. Зі зростанням розмірів підприємства процес прийняття рішень ускладнюється, проста структура втрачає переваги, оскільки обмеженість її можливостей призводить до переобтяження керівної верхівки.

Правила простої структури поступаються більш формалізованим правилам зі зростанням обсягів виробництва або продажу, зі збільшенням чисельності працівників та управлінського персоналу. В цьому випадку формуються нові рівні менеджменту для координування діяльності підприємства. З функціонального і товарного способів департаменталізації постали дві найпопулярніші версії бюрократичного планування, які називають функціональною та дивізіональною структурами відповідно.

10.3 Функціональна організаційна структура управління

Передбачає поділ функцій управління між окремими підрозділами апарату управління. При цьому кожний виробничий підрозділ одержує розпорядження одночасно від кількох керівників функціональних відділів. Функціональна структура розширює функціональну орієнтацію, роблячи її панівною формою для підприємства. Переваги функціональної структури виникають унаслідок спеціалізації праці. Об'єднання подібних спеціальностей дає змогу заощадити витрати на масштабах, мінімізує дублювання функцій персоналу та устаткування і забезпечує службовцям комфорт і задоволення, оскільки дає їм змогу розмовляти "тією мовою, що й їхні колеги". Серед головних недоліків функціональної системи те, що в гонитві за функціональними цілями підприємство часто забуває про свої найголовніші інтереси. Цілковиту відповідальність можна покласти на якийсь один відділ, отже службовці окремих відділів ізолюються від інших і погано розуміються на обов'язках працівників інших відділів (рис. 11).

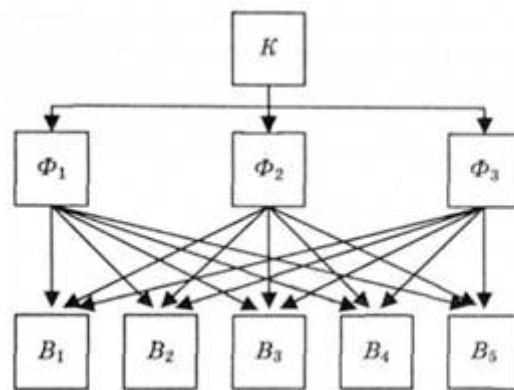


Рис. 11. Функціональна структура управління: К - генеральний керівник; В - виконавець; Ф - функціональний керівник

10.4 Дивізійна організаційна структура управління

Це структура, що складається з самодостатніх відділів або підрозділів. Спираючись на товарну департаменталізацію, кожний підрозділ загалом зберігає самостійність, за якою його менеджер відповідає за результативність і має цілковите право приймати стратегічні та поточні рішення. За цією системою управління лише стратегічні функції управління здійснюються централізовано на корпоративному рівні, а кожен виробничий підрозділ має

власну розгалужену структуру управління, яка забезпечує автономне його функціонування.

Головною перевагою дивізійної структури є її орієнтація на результати. Менеджери підрозділів цілковито відповідають за вироблену продукцію. Крім того дивізійна структура звільняє персонал центрального офісу від повсякденних виробничих деталей, а отже, вони можуть приділити увагу довгостроковому та стратегічному плануванню.

Головний недолік дивізійної структури - дублювання діяльності та ресурсів. Наприклад, кожний підрозділ може мати відділ маркетингових досліджень. За відсутності самостійних підрозділів усі маркетингові дослідження підприємства можуть централізуватися й виконуватися коштом тих витрат, яких потребує дивізіоналізація.

10.5 Лінійно-функціональна структура управління

Лінійно-функціональна організаційна структура управління передбачає розподіл повноважень і відповідальності за функціями управління й прийняття рішень по вертикалі. При цьому управління організоване за лінійною схемою, а функціональні підрозділи апарату управління допомагають лінійним керівникам вирішувати управлінські завдання (рис.12).

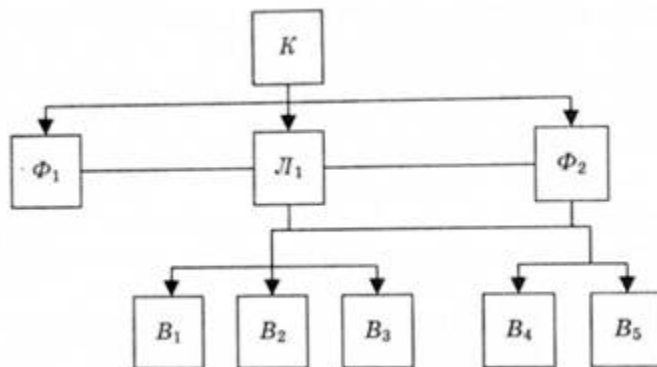


Рис. 12. Лінійно-функціональна структура управління

10.6 Матрична організаційна структура управління

Якщо функціональна структура пропонує переваги, які дістаються від спеціалізації, дивізійна структура більше зосереджується на результатах, однак втрачає від дублювання діяльності та ресурсів, то матрична структура поєднує переваги функціональної спеціалізації із зосередженістю та відповідальністю, які надає товарна департаменталізація. Поряд із лінійними керівниками підприємства і раціональним апаратом управління за матричної структури формують ще й тимчасові проектні групи.

Унікальною характеристикою матриці є те, що службовці в Цій структурі мають принаймні двох начальників: менеджера функціонального відділу та менеджера відділу продукції або керівника проекту. Останній здійснює керівництво функціональними службовцями, які є частиною групи менеджера проекту, однак повноваження розподіляються між обома менеджерами. Менеджер проекту переважно здійснює керівництво службовцями групи проекту в тому, що стосується цілей проекту, проте рішення щодо просування по службі, рекомендованої заробітної плати і щорічного перегляду цих даних залишаються прерогативою менеджера функціонального відділу. Задля ефективної праці менеджер проекту і менеджер функціонального відділу мають регулярно спілкуватися й координувати вимоги до своїх спільних підлеглих.

Перевага матриці полягає насамперед в здатності сприяти координації неоднорідного комплексу складних і взаємопов'язаних проектів та водночас дотримуватись економії, одержаної завдяки згрупуванню функціональних фахівців. Головні вади матриці - створювана нею плутанина та її схильність загострювати боротьбу за владу. Позбувшись послідовного керівництва, істотно поглиблюється двозначність. Плутанину спричинює нерозуміння того, хто перед ким звітуватиме. Відповідно, така плутанина і двозначність породжують боротьбу за владу.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10.7 Організація без кордонів

Цей тип організації управління підприємством не обмежується рамками або категоріями, нав'язуваними традиційними структурами, він стирає історичні кордони навколо підприємства, посилюючи його залежність від зовнішнього середовища. Замість створення функціональних спеціальностей, зосереджених у відділах, які виконують окремі завдання, у цій структурі згруповують службовців для набуття певних базових знань. Організації без кордонів - це малоступеневі компанії, які намагаються усунути вертикальні, горизонтальні та міжорганізаційні бар'єри. Появі таких організацій, які можуть швидко реагувати на зміни в зовнішньому середовищі і пристосовуватися до нього, сприяли глобалізація ринків і конкурентів, зміни в технології тощо.

Організаційна структура управління підприємством має забезпечувати ефективний процес прийняття рішень. Проте на підприємствах, на яких власність відокремлена від функцій управління, з метою збалансування інтересів власників і менеджерів та здійснення контролю з боку власників за діяльністю менеджерів виникає необхідність у формуванні додаткових органів управління (в доповнення до виконавчих органів), через які мають бути реалізовані інтереси власників підприємства щодо процедури прийняття рішень і здійснення управління підприємством. Для акціонерних товариств, зокрема, такими органами є загальні збори, спостережна рада і ревізійна комісія. Розробляючи організаційну структуру управління підприємством, його менеджмент має орієнтуватися на виробничу доцільність та законодавчі акти, які регламентують склад органів управління для підприємств, що створюються в організаційно-правовій формі господарських товариств.

Відповідно до Господарського кодексу України власник підприємства здійснює свої права щодо управління підприємством безпосередньо або через уповноважені ним органи відповідно до статуту підприємства чи інших установчих документів. Для керівництва господарською діяльністю власник (власники) або уповноважений ним орган призначає (обирає) керівника підприємства. На всіх підприємствах, які використовують найману працю, між власником або уповноваженим ним органом і трудовим колективом повинен укладатися колективний договір, який регулює виробничі, трудові та соціальні відносини трудового колективу з адміністрацією підприємства.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

11 ОХОРОНА ПРАЦІ

11.1 Нормування вмісту шкідливих речовин в повітрі

Шкідливі речовини, що потрапили в організм людини спричиняють порушення здоров'я лише в тому випадку, коли їхня кількість в повітрі перевищує граничну для кожної речовини величину. Під гранично допустимою концентрацією (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони розуміють таку концентрацію, яка при щоденній (крім вихідних днів) роботі на протязі 8 годин чи іншої тривалості (але не більше 40 годин на тиждень) за час всього трудового стажу не може викликати професійних захворювань або розладів у стані здоров'я, що визначаються сучасними методами як у процесі праці, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

За величиною ГДК в повітрі робочої зони шкідливі речовини поділяються на чотири класи небезпеки (ГОСТ 12.1.007-76):

- 1-й — речовини надзвичайно небезпечні, ГДК менше 0,1 мг/м³ (свинець, ртуть, озон).
- 2-й — речовини високонебезпечні, ГДК 0,1...1,0 мг/м³ (кислоти сірчана та соляна, хлор, фенол, їдкі луги).
- 3-й — речовини помірно небезпечні, ГДК 1,1...10,0 мг/м³ (вінілацетат, толуол, ксилол, спирт метиловий).
- 4-й — речовини малонебезпечні, ГДК більше 10,0 мг/м³ (аміак, бензин, ацетон, гас).

Необхідно зазначити, що в списку ГДК, поряд з величиною нормативу, може стояти літера, яка вказує на особливість дії цієї речовини на організм людини:

- О — гостронаправленої дії;
- А — алергічної дії;
- К — канцерогенної дії;
- Ф — фіброгенної дії.

При вмісті в повітрі робочої зони кількох речовин односпрямованої дії для забезпечення безпеки роботи слід дотримуватися наступної умови:

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\frac{C_1}{GDK_1} + \frac{C_2}{GDK_2} + \frac{C_3}{GDK_3} + \dots + \frac{C_n}{GDK_n} \leq 1$$

де $C_j, C_2, C_3, \dots, C_n$ — концентрації відповідних шкідливих речовин в повітрі, мг/м³ ;

$GDK_1, GDK_2, \dots, GDK_n$ — гранично допустимі концентрації відповідних шкідливих речовин, мг/м³.

До шкідливих речовин односпрямованої дії відносяться шкідливі речовини, котрі близькі за хімічною будовою та характером впливу на організм людини.

Таб. 11.1. ГДК деяких шкідливих речовин в повітрі робочої зони

№ пп.	Назва речовини	ГДК, мг/м ³	Клас небезпеки	Агрегативний стан
1	Азоту оксиди	5	2	П
2	Аміак	20	4	П
3	Ангідрид сірчистий	10	3	П
4	Ангідрид сірки	1	2	А
5	Ацетон	200	4	П
6	Бензин-розчинник	300	4	П
7	Бензин-паливний	100	4	П
8	Гас	300	4	П
9	Кислота сірчана	1	2	А
10	Луги їдкі	0,5	2	А
11	Озон	0,1	1	П
12	Ртуть металічна	0,01	1	П
13	Сулема	0,1	1	А
14	Свинець та його неорганічні сполуки	0,01	1	А
15	Окис вуглецю	20	4	П
16	Хлор	1	2	А

Таблиця 11.1 ГДК деяких шкідливих речовин.

Примітка: П — пари; А — аерозоль.

Для контролю концентрації шкідливих речовин в повітрі виробничих приміщень та робочих зон використовують наступні методи:

— експрес-метод, який базується на явищі колориметрії (зміні кольору індикаторного порошку в результаті дії відповідної шкідливої

-лабораторний метод, що полягає у відборі проб повітря з робочої зони і проведенні фізико-хімічного аналізу (хроматографічного, фотоколориметричного) в лабораторних умовах. Цей метод дозволяє одержати точні результати, однак вимагає значного часу.

- метод неперервної автоматичної рямгряї дії вмісту в повітрі шкідливих хімічних речовин з використанням газоаналізаторів та газосигналізаторів (фКГ-3М на хлор, „Сирена-2" на аміак, „Фотон" на сірководень).

Запиленість повітря можна визначити ваговим, електричним, фотоелектричним та іншими методами. Найчастіше використовують ваговий метод. Для цього зважують спеціальний фільтр до і після протягування через нього певного об'єму запиленого повітря, а потім вираховують вагу пилу в міліграмах на кубічний метр повітря.

Періодичність контролю стану повітряного середовища визначається класом небезпеки шкідливих речовин, їх кількістю, ступенем небезпеки ураження працюючих. Контроль (вимірювання) може проводитись неперервно, періодично протягом зміни, щоденно, щомісячно. Неперервний контроль із сигналізацією (перевищення ГДК) повинен бути забезпечений, якщо в повітря виробничих приміщень можуть потрапити шкідливі речовини гостронаправленої дії.

Характеристика, дія на організм людини, шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Для створення нормальних умов виробничої діяльності працівників необхідно забезпечити не лише комфортні метеорологічні умови, а й необхідну чистоту повітря.

Внаслідок виробничої діяльності у повітряне середовище приміщень можуть надходити різноманітні шкідливі речовини, що використовуються в технологічних процесах.

Шкідливі речовини можуть проникати в організм людини через органи дихання, органи травлення, а також шкіру та слизові оболонки. Через дихальні шляхи потрапляють пари, газо- та пилоподібні речовини, через шкіру - переважно рідкі речовини. Через шлунково-кишкові шляхи потрапляють речовини під час ковтання або при внесенні їх в рот забрудненими руками.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Основним шляхом надходження промислових шкідливих речовин в організм людини є дихальні шляхи. Завдяки величезній всмоктувальній поверхні легенів утворюються сприятливі умови для потрапляння шкідливих речовин у кров.

Шкідливі речовини, що потрапили тим чи іншим шляхом в організм, можуть викликати отруєння (гострі чи хронічні). Ступінь отруєння залежить від токсичності речовини, її кількості, часу дії, шляху проникнення, метеорологічних умов, індивідуальних особливостей організму.

Гострі отруєння виникають в результаті одноразової дії великих доз шкідливих речовин (чадний газ, метан, сірководень). Хронічні отруєння розвиваються внаслідок тривалої дії на людину невеликих концентрацій шкідливих речовин (свинець, ртуть, марганець і т.ін.). Шкідливі речовини, потрапивши в організм, розподіляються в ньому нерівномірно. Такі речовини мають властивість накопичуватися та затримуватися в організмі на тривалий час.

Ступінь несприятливого впливу шкідливих речовин, що присутні в повітрі робочої зони визначається також низкою інших чинників. Наприклад, підвищена температура і вологість, як і значне м'язове напруження, в більшості випадків, підсилюють дію шкідливих речовин.

Суттєве значення мають індивідуальні особливості людини. Зважаючи на це, для робітників, які працюють у шкідливих умовах проводяться обов'язкові попередні (при вступі на роботу) та періодичні медичні огляди.

Шкідливі речовини, що потрапили в організм людини спричиняють порушення здоров'я лише в тому випадку, коли їх кількість в повітрі перевищує граничну для шкідливої речовини величину.

Під граничною допустимою концентрацією (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони розуміють таку концентрацію, яка при щоденній роботі протягом 8 годин або іншої тривалості (40 годин у тиждень) протягом всього трудового стажу не може викликати захворювання або розладів у стані здоров'я та не впливає на здоров'я майбутніх поколінь.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

11.3 Загальні заходи та засоби попередження забруднення повітряного середовища на виробництві та захисту працюючих включають

- вилучення шкідливих речовин з технологічних процесів, заміна шкідливих речовин менш шкідливими;
- удосконалення технологічних процесів та устаткування (застосування замкнених технологічних циклів, безперервних технологічних процесів, мокрих способів переробки пиломатеріалів);
- автоматизація: дистанційне управління технологічними процесами та обладнанням, що включає безпосередній контакт працюючих зі шкідливими речовинами;
- герметизація виробничого устаткування, робота технологічного устаткування під розрідженням, локалізація шкідливих виділень за рахунок місцевої вентиляції аспіраційних укриттів;
- нормальне функціонування систем опалення, загально обмінної вентиляції, кондиціонування повітря, очисних викидів в атмосферу;
- попередні та періодичні медичні огляди робітників, які працюють в шкідливих умовах, профілактичне харчування, дотримання правил особистої гігієни;
- контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- використання засобів індивідуального захисту.

Контроль за концентрацією шкідливих речовин повинен проводитися для:

- I класу небезпеки – 1 раз у 10 днів;
- II класу небезпеки – 1 раз у місяць;
- III та IV класу небезпеки – 1 раз у квартал.

При встановленій відповідності вмісту шкідливих речовин III, IV класів небезпеки рівню ГДК допускається проводити контроль не рідше 1 разу на рік

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		64

11.2 Шкідливі речовини

Згідно ГОСТ 12.1.007-76 «ССБП. Шкідливі речовини. Класифікація і загальні вимоги», шкідливою речовиною є така речовина, яка при контакті з організмом людини у випадку порушення вимог безпеки може викликати виробничі травми, професійні захворювання чи відхилення в стані здоров'я, які визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені терміни життя теперішнього і наступного поколінь.

За фізіологічною дією на організм людини всі шкідливі речовини можна поділити на групи:

- подразнюючі (аміак, сірчистий газ, хлор та ін.);
- задушливі (оксид вуглецю, сірковуглець та ін.);
- наркотичні (ацетилен, ацетон, бензин, дихлоретан, хладони та ін.);
- соматичні (метиловий спирт, арсен та його сполуки, ртуть, свинець тощо);
- пил декількох видів:
 - органічний
 - рослинного чи тваринного походження (мука, цукор, тютюн та ін.),
 - хімічних сполук (нафталін та ін.);
 - неорганічний (металевий),
 - мінеральний (гіпс, тальк, цемент та ін.).

У сфері торгівлі використовуються чи можуть утворюватися в технологічних процесах різноманітні шкідливі речовини.

Під час теплової обробки харчової продукції у повітря робочої зони виділяються продукти її термічної деструкції (акролеїн, оксид вуглецю, діоксид вуглецю та ін.), пари масел і жирів. У разі несправностей в холодильних камерах в навколишній простір можуть виділятися холодоагенти (аміак чи хладон).

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Процеси просіювання і розфасування сипучих харчових продуктів (крохмалю, муки, цукру та ін.) супроводжуються утворенням пилу. В повітрі деяких приміщень торгових підприємств може міститися пил луб'яний, бавовняно-паперовий, бавовняний, льняний, шовковий. Небезпеку для здоров'я являють шкідливі речовини всередині дошників під час процесів окурювання і вивантаження капусти.

Внаслідок порушення правил безпеки під час зберігання та транспортування ацетону, розчинників, бензину, гасу та деяких інших легкозаймистих і горючих рідин пари їх можуть міститися в атмосферному повітрі, яке вдихають люди.

Шкідливі речовини можуть потрапляти в організм людини через органи дихання, шлунково-кишковий тракт, шкіряні покрови та слизові оболонки. Потрапляння цих речовин в організм людини у великих концентраціях призводить нерідко до гострих отруєнь. Довготривале потрапляння в організм деяких речовин навіть в невеликих дозах може викликати хронічні професійні отруєння (захворювання). Під дією пилу виникають гострі чи хронічні захворювання органів дихання.

Для виключення гострих і хронічних професійних отруєнь та захворювань встановлені гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони – це концентрації, які при щоденній (окрім вихідних днів) роботі протягом восьми годин чи при іншій тривалості, але не більше 41 години на тиждень, впродовж всього робочого стажу не можуть викликати захворювання чи відхилення в стані здоров'я, які визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені терміни життя теперішнього і наступного покоління.

За ступенем небезпеки для організму людини всі шкідливі речовини поділяються на чотири класи:

I – надзвичайно небезпечні (ГДК < 0,1 мг/м³);

II – високонебезпечні (ГДК = 0,1 ... 1,0 мг/м³);

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

III – помірнонебезпечні (ГДК = 1,1 ... 10,0 мг/м³);
IV – малонебезпечні (ГДК > 10,0 мг/м³).

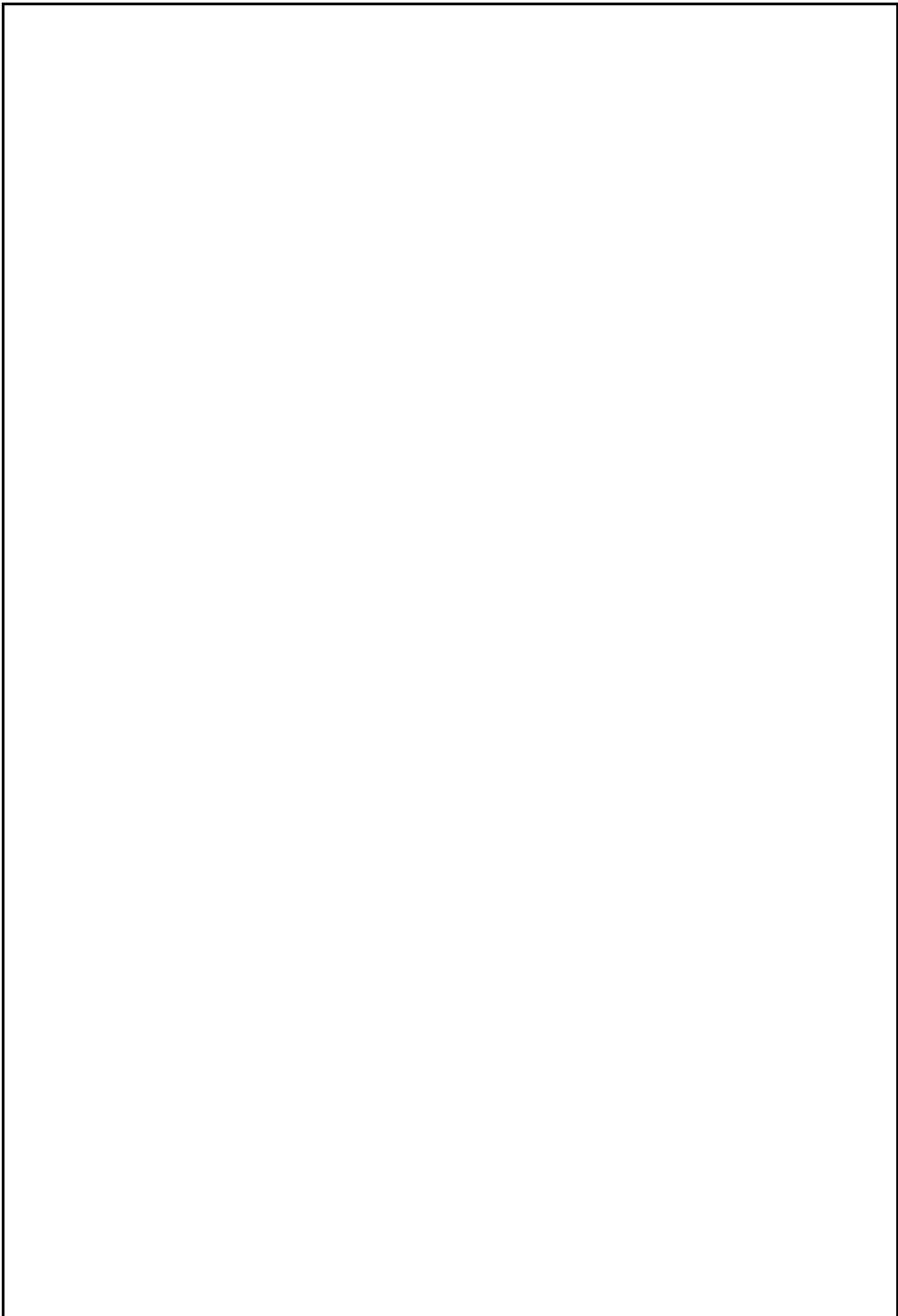
Так, наприклад, аміак, нафталін і оксид вуглецю, які мають ГДК = 20 мг/м³, віднесені до IV-го класу небезпеки.

Фактичний вміст небезпечної речовини у повітрі робочої зони не повинен перевищувати його ГДК. За наявності у повітрі декількох шкідливих речовин одночасно дія суми відношень фактичних концентрацій кожної з них до їх ГДК не повинна перевищувати одиниці:

$$\frac{C_1}{ГДК_1} + \frac{C_2}{ГДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ГДК_n} \leq 1.$$

Вимоги до методики вимірювання концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони викладено в ГОСТ 12.1.016-79 «ССБП. Повітря робочої зони. Вимоги до методик вимірювання концентрації шкідливих речовин».

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67



					131.04BP.000.00ПЗ	Лист
						68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Література

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М. : Машиностроение, 1977. — 288 с.
2. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. — Сумы : СумГУ, 2009. — 220 с.
3. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / А. Н. Машин. — М. :МЭИ, 1976. — 55 с.
4. Мелашенко В. И. Профилирование лопатей рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / В. И. Мелашенко, А. В. Зуев , А. И. Савельев. — М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. — 50 с.
5. ДСТУ ГОСТ 6134:2009 Насоси динамічні. Методи випробування
6. Одарченко М.С. Степанов В.І. Основи охорони праці 2017. — 341с.
7. Бойчик І.М Економіка підприємства: підручник. / І.М.Бойчик. — К.: Кондор - Видавництво, 2016. — 378 с.

					131.04ВР.000.00ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		