

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=35 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=140 \text{ м}$ »

зі спеціальності 131 Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика

Виконавець роботи Сильман Роман Юрійович

Науковий керівник Ратушний Олександр Валерійович

Суми 2022

ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

ВСТУП.....	4
1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА-АНАЛОГА 2КО-32-150.....	5
2 ВИХІДНІ ДАНІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ n_s	7
3 ОРІЄНТОВНИЙ РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ НАСОСА.....	8
4 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ 2К-35-140.....	11
4.1 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....	11
4.2 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	12
4.3 Визначення числа лопатей та їх товщини.....	14
4.4 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	14
4.5 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	15
4.6 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей.....	17
4.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході.....	18
4.8. Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.....	19
4.8.1 Загальні положення.....	19
4.8.2 Методика побудови меридіанного перерізу.....	20
4.8.3 Побудова нормалей.....	23
4.8.4 Побудова ліній течії.....	24
4.9 Профілювання лопаті.....	27

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>			
<i>Вим.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка відцентрового насосу Q=35, H=140</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркш</i>	<i>Аркциф</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Сильман</i>						2	103
<i>Перевір.</i>	<i>Ратушний</i>					<i>СимДУ, зр. ГМ-81-0</i>		
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Алексеевко</i>							
<i>Затвер.</i>					<i>Пояснювальна записка</i>			

4.9.1 Побудова координатної сітки на розгортці циліндра.....	27
4.9.2 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії.....	28
4.9.3 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра.....	33
4.9.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	36
4.9.5 Побудова лопаті у плані.....	40
4.10 Проектування робочого колеса II ступеня.....	41
4.11 Розрахунки об'ємних та механічних втрат енергії. Уточнення об'ємного, механічного та повного коефіцієнта корисної дії.....	43
4.11.1 Об'ємні втрати.....	45
4.11.2 Механічні втрати.....	48
4.12 Розрахунок гідродинамічних сил.....	51
4.12.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	51
4.12.2 Радіальна сила.....	56
4.13 Розрахунок на кавітацію.....	58
5 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	59
6 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	62
6.1 Розрахунок вала.....	62
6.1.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	62
6.1.2 Перевірний розрахунок вала.....	64
6.2 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	67
6.2.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом.....	67
6.2.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.....	70
7 ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ТА РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ.....	73
8. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ. ЕЛЕКТРОБЕЗПЕКА.....	77
8.1 Дія електричного струму на організм людини. Електричні травми...77	

8.2 Види електричних травм. Причини летальних наслідків від дії електричного струму.....	79
8.3 Допустимі значення струмів і напруг.....	86
8.4 Класифікація приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом.....	87
8.5 Безпечна експлуатація електроустановок Умови ураження людини струмом при доторканні до струмовідних частин електромереж.....	88
8.6 Технічні способи та засоби захисту.....	89
8.6.1 Ізоляція струмовідних частин.....	89
8.7 Технічні способи та засоби захисту при переході напруги на нормально неструмовідні частини електроустановок.....	93
8.8 Електрозахисні засоби та запобіжні пристосування.....	94
8.9 Організаційні та технічні заходи електробезпеки.....	96
8.10 Надання першої допомоги при ураженні електричним струмом...	98
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	101

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

Вступ

За тему бакалаврської роботи було взято проектування відцентрового насосу на задані параметри $Q=35 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=140 \text{ м}$, рідина що перекачується – вода $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, частота обертів $n = 3000 \text{ об/хв}$. Була обрана конструкція консольного горизонтального насосу з двома ступенями, ущільненнями сальникового типу, підшипниками кочення там приводом від електродвигуна.

Умовне позначення насоса 2К 35/140:

- Кількість ступенів - 2;
- Тип і конструктивне виконання К- консольний ;
- Подача насоса 35 ($\text{м}^3/\text{год}$);
- Напір насоса -140 (м).

Значного поширення консольні насоси набули за рахунок простої конструкції, широкого діапазону головних параметрів (подачі, напору), високої надійності та довговічності, простоті монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, незначної трудомісткості обслуговування та ремонту, широкого спектру матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

Конструкція консольних насосів надає можливість швидкого розбирання під час ремонту, без від'єднання корпусу від трубопроводів.

В загальному випадку, консольні насоси типу К призначені для перекачування неагресивних рідин з рН = 6,5 - 8, з температурою 0 - 85 ° С і вмістом твердих включень розмірами до 0,2 мм, що не перевищує 0,1% по масі, а також інших рідин, подібних воді по щільності і хімічної активності. Насоси виготовляються з подачею 5 - 360 $\text{м}^3/\text{год}$ (1,4 - 100 л / с), напором 10 - 90 м (тиском 0,1 - 0,9 МПа), ККД 50 - 84% і з допустимим кавітаційним запасом 4 - 5,5 м. Коефіцієнт швидкохідності $n_s = 60 - 250$. Напір на вході не більше 20 м.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

1. Опис конструкції насоса-аналога 2КО 32-150

Насос 2КО 32-150 (рисунок 1.1) - відцентровий, горизонтальний, консольний з осьовим входом, двоступеневий. Базовою деталлю є корпус -16 зі спіральним відводом, напірний патрубков який спрямований вертикально вгору.

До корпусу насоса кріпиться кронштейн 14, в розточеннях якого встановлені підшипники кочення – 43 які є опорами ротора насоса. Між кронштейном і корпусом встановлений корпус сальника - 9. З протилежного боку до корпусу кріпиться кришка вхідна 18. У розточеннях корпусу насоса і корпусу ступені встановлюється направляючий апарат - 19.

У місці виходу валу з корпусу сальника (рисунок 1.1) розташована сальникова набивка – 64, підтиснута за допомогою втулок – 6, фланця натискного –8.

На корпусі сальника розташовані два згони для під'єднання до трубопроводів підведення і відведення охолоджуючої рідини до сальнику при перекачуванні рідини з температурою понад 80 °С або при розрідженні на вході в насос.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

2. Вихідні дані та визначення коефіцієнту швидкохідності (n_s)

Основні параметри для проектування робочого колеса насосу:

- подача насоса $Q = 35 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;
- напір насоса $H_M = 140$ м;
- число ступенів $i = 2$;
- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000$ кг/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = \frac{35}{1} = 35 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,00972 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
- напір ступені $H = \frac{H_M}{i} = \frac{140}{2} = 70$ м;
- частота обертання $n = 3000$ об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності ступеня

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q'}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,00972}}{70^{0,75}} = 44,6$$

Маємо коефіцієнт швидкохідності що потрапляє до діапазону використання відцентрових тихохідних робочих коліс.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		8

3 Орієнтовний розрахунок коефіцієнту корисної дії насоса.

За формулою Суханова визначасмо приведений діаметр робочого колеса, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}} \quad (3.1)$$

де $K_{вх} = 5,45$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса I ступені (більші значення $K_{вх}$ беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

$$D_{1np} = 5,45 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,00972}{3000}} = 0,0806 \approx 0,08 \text{ м}$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_M \eta_M \quad (3.2)$$

де $\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД.

ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} \quad (3.3)$$

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,08 - 0,172)^2} = 0,858$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} \quad (3.4)$$

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 44,6^{-2}} = 0,708$$

Зовнішній механічний ККД приймаємо $\eta_M = 0,95 - 0,99$.

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_{об}} \quad (3.5)$$

де $\eta_{об}$ - об'ємний ККД, що визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (3.6)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 44,6^{-\frac{2}{3}}} = 0,948$$

$$Q_{p.k.} = \frac{0,00972}{0,948} = 0,0102 \text{ (м}^3/\text{с)}$$

$$\eta = 0,858 \cdot 0,708 \cdot 0,95 \cdot 0,948 = 0,547$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (3.7)$$

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,00972 \cdot 140}{0,547} = 24404 \text{ Вт} = 24,4 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса, в першій ступені м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_r} \quad (3.8)$$

$$H_T = \frac{70}{0,858} = 81,6 \text{ (м)}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		11

4. Гідравлічні розрахунки

4.1 Визначення діаметра валу та втулки робочого колеса

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

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_K]}} \quad (4.1)$$

де $[\tau_K] = 10$ МПа - занижене максимальне напруження на кручення, МПа (при $\alpha = 1$).

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

$$M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n} \quad (4.2)$$

N_{\max} - максимальна потужність насоса, Вт;

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N \quad (4.3)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 24404 = 26844 = 26,844 \text{ (кВт)}$$

$$M = \frac{26844 \cdot 30}{3,14 \cdot 3000} = 85,44 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 85,44}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,030 \text{ (м)}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Отримане значення діаметра округляють згідно ГОСТ 12080-66.
Приймаємо $d_g = 36$ мм.

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B \quad (4.4)$$

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot 0,036 = 0,045 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_{BT} = 50$ мм

4.2 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{Inp}^2 + d_{em}^2} \quad (4.5)$$

$$D_0 = \sqrt{0,08^2 + 0,050^2} = 0,095 \text{ (м)}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k}}{\pi \cdot D_{Inp}^2} \quad (4.6)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,0102}{3,14 \cdot 0,08^2} = 2,03 \text{ (м/с)}$$

Визначимо орієнтовне значення діаметра положення вхідної кромки

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0 \quad (4.7)$$

$$D_1 = 0,076 \text{ м}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

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

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається виразом:

$$V_{1m} = k_1 \cdot V'_{1m} \quad (4.8)$$

де $k_1 = 1,15 - 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Прийmemo $k_1 = 1,2$

$$V_{1m} = 1,2 \cdot 2,03 = 2,436 \text{ (М/с)}$$

Кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} \quad (4.9)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

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

У консольних та відцентрових насосах $V_{1U} = 0$.

Переносна швидкість:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (4.10)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,072 \cdot 3000}{60} = 11,3 \text{ М/с}$$

Кут потоку на вході:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{2,436}{11,3} = 12,13^\circ$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \Delta\beta \quad (4.11)$$

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

Приймаємо $\Delta\beta = 7^\circ$

$$\beta_1 = 12,13^\circ + 7^\circ = 19,13^\circ$$

4.3 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів всіх розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5 - 8$.

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 кількість лопатей $z = 7$, товщина лопаті на вході у робоче колесо $s_1 = 3,7$ мм.

4.4 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (4.12)$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		15

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,0037}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,072 \cdot \sin 19,13^\circ}} = 1,21$$

Повинна бути забезпечена умова $|k'_1 - k_1| \leq 0,01$.

$$|1,21 - 1,2| = 0,01 \leq 0,01$$

Умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p,k}}{\pi D_1 V_{1m}} \quad (4.13)$$

$$b_1 = \frac{0,0102}{3,14 \cdot 0,072 \cdot 2,436} = 0,018 \text{ (м)}$$

4.5 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

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

Діаметр на виході з робочого колеса:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n} \quad (4.14)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 70}}{3000} = 0,235 \text{ (м)}$$

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

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m} \quad (4.15)$$

$$V_{2m} = 1,0 \cdot 2,03 = 2,03 \text{ (м/с)}$$

Меридіанна швидкість з урахуванням стиснення на виході з робочого колеса

$$V_{2m} = V'_{2m} \cdot k_2, \quad (4.16)$$

де $k_2 = 1,05 - 1,15$ - коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса.

$$V_{2m} = 2,03 \cdot 1,15 = 2,33 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей :

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (4.17)$$

де $\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}}$ - оптимальний степінь дифузорності залежить від n_s та визначається за наступною формулою:

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65 \quad (4.18)$$

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 44,6^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 44,6 + 2,65 = 1,95$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[1,95 \cdot \frac{1,15}{1,2} \cdot \frac{2,33}{2,436} \cdot \sin 19,13^\circ \right] = 30,37^\circ$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

4.6 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Уточнений зовнішній діаметр робочого колеса знаходиться з виразу

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n} \quad (4.19)$$

де U_2 - колова швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1} \quad (4.20)$$

де V_{2m} - меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення;

$H_{T\infty}$ - теоретичний напір при нескінченному числі лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} \quad (4.21)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправку K_z на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p} \quad (4.22)$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2} \quad (4.23)$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (4.24)$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \sin 30,37^\circ = 0,9$$

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$p = 2 \cdot \frac{0,9}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,072}{0,235}\right)^2} = 0,28$$

Поправка на кінцеве число лопатей за формулою (4.22)

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,28} = 0,78$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей за формулою (4.21)

$$H_{T\infty} = \frac{70}{0,816 \cdot 0,78} = 109,98 \text{ (м)}$$

За формулою (4.20) визначаємо колову швидкість на виході із РК:

$$U_2 = \frac{2,33}{2 \operatorname{tg} 30,37^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,33}{2 \operatorname{tg} 30,37^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 109,98 + 0} = 34,89 \text{ (м/с)}$$

Уточнений зовнішній діаметр РК за формулою (4.19):

$$D_2 = \frac{60 \cdot 34,89}{3,14 \cdot 3000} \approx 0,22 \text{ (м)}$$

4.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Визначивши, $s_2 = s_1 = 3,7$ мм та $D_2 = 0,22$ м уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$k'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (4.25)$$

$$k'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,0037}{3,14 \cdot 0,22 \cdot \sin 30,37^\circ}} = 1,08$$

При цьому повинна бути забезпечена умова $|k'_2 - k_2| \leq 0,01$.

$|1,14 - 1,15| = 0,01 \leq 0,01$ - умова виконується.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Ширину робочого колеса на виході знаходять з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_2 V_{2m}} \quad (4.26)$$

$$b_2 = \frac{0,00941}{3,14 \cdot 0,2169 \cdot 2,25} = 0,007062 \text{ (м)} \approx 0,008 \text{ (м)}$$

4.8 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

4.8.1 Загальні положення

Зробивши всі необхідні розрахунки щодо визначення геометричних розмірів та параметрів робочого колеса, приступаємо до побудови меридіанного перерізу робочого колеса.

З урахуванням конструктивних міркувань вибираємо положення втулки, намічаємо 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;
- нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. 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;
- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. [5]

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

4.8.2 Методика побудови меридіанного перерізу

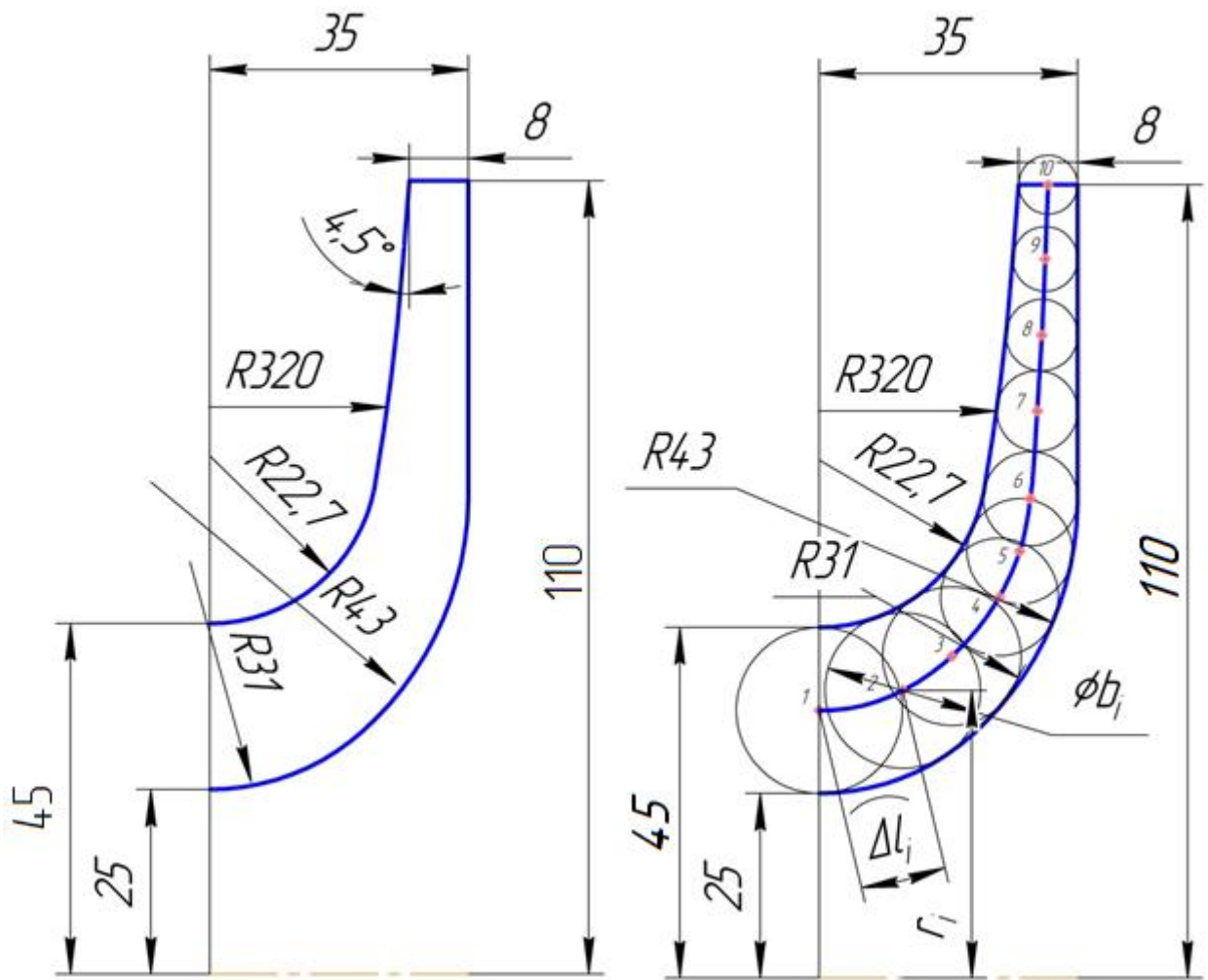
Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

Намічаємо попередньо «на око» контури перерізу.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F = f(l)$ (рис. 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 розташовуємо густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_i від центра дуги радіусом R_i (див. рис. 2.1а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримуємо середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруємо цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу. [4]

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		21



а)

б)

Рисунок 4.1 – Меридіанний переріз робочого колеса

Обчислюємо площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вн}}^2) \quad (4.27)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} (0,09^2 - 0,04^2) = 0,005105 \text{ (м}^2\text{)}$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2 \quad (4.28)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 0,22 \cdot 0,008 = 0,005529 \text{ (м}^2\text{)}$$

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03BP.000.00 ПЗ

Арк.

22

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i \quad (4.29)$$

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 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати обчислень

№	r_i , мм	b_i , мм	l_i , мм	F_i , мм ²
1	36,25	22,5	0	5105
2	39,04	21,02	11,83	5156,112
3	44,79	17,98	21,24	5168,001
4	52,45	15,69	30,92	5182,687
5	55,84	14,95	36,93	5245,254
6	66,31	12,52	45,48	5339,186
7	77,13	10,9	56,16	5282,380
8	87,46	9,66	66,51	5308,434
9	97,74	8,75	76,8	5373,537
10	110	8	86,56	5529

За даними таблиці 4.1 будуємо графік $F = f(l)$.

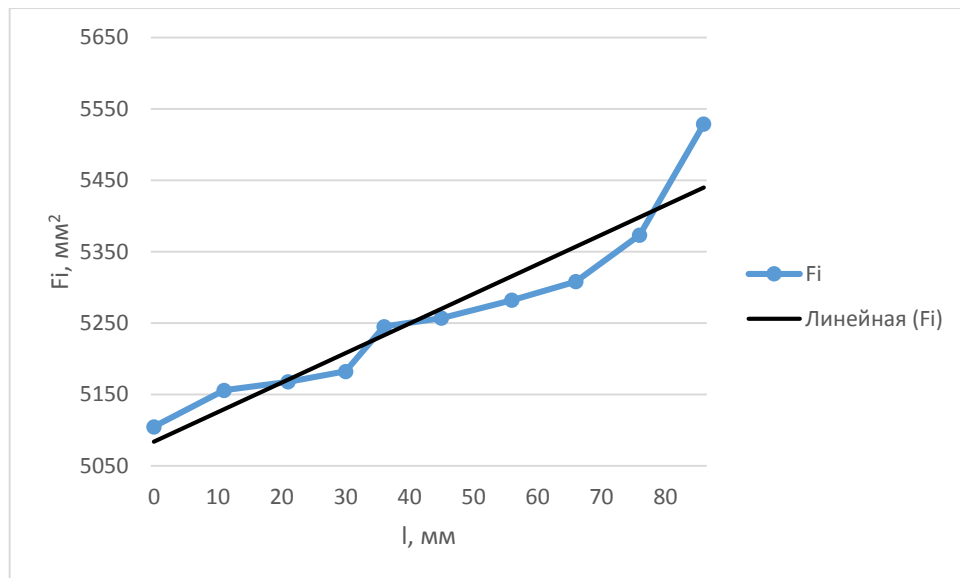


Рисунок 4.2 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса
4.8.3 Побудова нормалей

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Будуються нормалі до кожної лінії течії, нумеруються від входу до виходу (рис. 4.3).

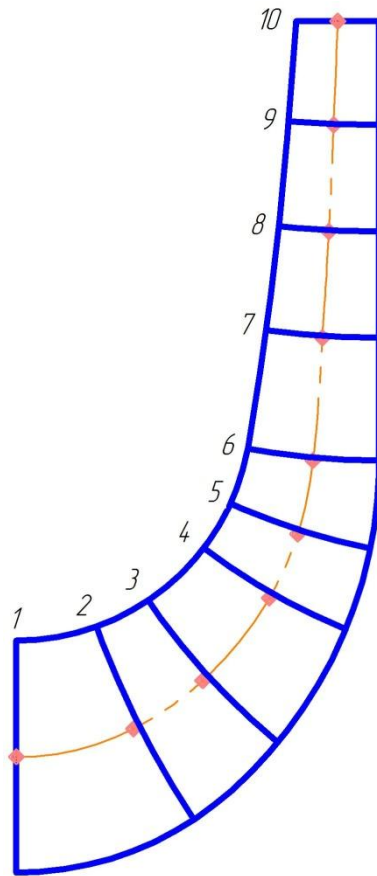


Рисунок 4.3 – Побудова нормалей

4.8.4 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 4.4). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Розрахунок робочого колеса відцентрових насосів ведеться за прийнятою спрощеною схемою ($V_m = const$). 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 . Для $n_s=44,6$ кількість потоків $k=2$, кількість розрахункових перерізів (ліній течії) $n=3$.

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

$$q = \frac{Q_{p.k}}{k} = 2\pi V_m (r_{u.m} l)_1 = 2\pi V_m (r_{u.m} l)_2 = 2\pi V_m (r_{u.m} l)_k \quad (4.30)$$

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

$$r_{u.m} l = const \quad (4.31)$$

Відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Отримані результати зводимо у таблицю 4.2.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Таблиця 4.2 – Лінії течії

№ точки	$l, \text{мм}$	$r, \text{мм}$	$l \times r, \text{мм}^2$	$l, \text{мм}$	$r, \text{мм}$	$l \times r, \text{мм}^2$	Відхилення, %
1	9,3	42,5	402,22	12,9	31,25	413,0154	2,65753
2	9,1	44,32	410,006	11,13	35,11	413,8463	0,941435
3	8,43	47,67	408,8311	9,83	40,876	415,0122	1,47134
4	7,55	54,254	414,5442	8,1	50,085	412,1576	0,62424
5	6,89	59,52	414,9658	7,08	57,067	414,1856	0,11132
6	6,35	65,602	418,4465	6,21	64,839	414,1165	1,035035
7	5,35	77,261	420,9535	5,28	76,497	420,2475	0,116336
8	4,79	87,39	426,5466	4,65	86,926	419,0198	1,718686
9	4,29	97,631	428,6154	4,17	97,014	426,5867	0,403512

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		27

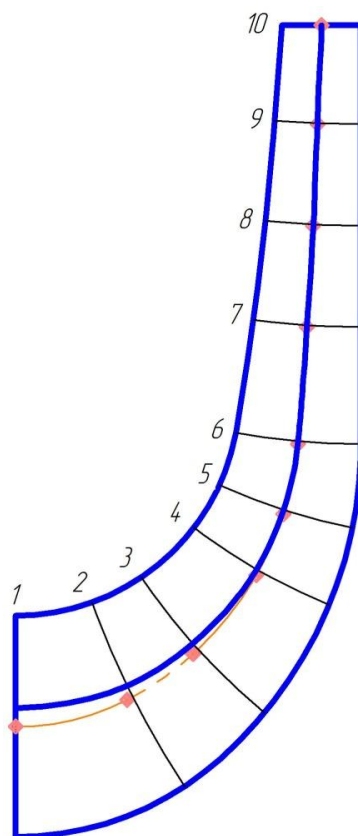


Рисунок 4.4 – Побудова ліній течії

4.9 Профілювання лопаті

4.9.1 Побудова координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми.

Приймаємо $R_{к.ц.} = 110$ мм; $\Theta = 120^\circ$; $\Delta\varphi = 10^\circ$.

Розміри ΔS та ΔL визначаємо за формулами:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C} \quad (4.32)$$

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

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

$$\Delta L = \frac{110}{10} = 11 \text{ (мм)}$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ч.} \Delta \varphi^{\circ}}{180^{\circ}} \quad (4.33)$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 110 \cdot 10^{\circ}}{180^{\circ}} = 19,19 \text{ (мм)}$$

4.9.2 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії a , b , c (рис. 5.5) на відрізки Δl за умовами конформності

$$\frac{r_{icc}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ч.}}{\Delta L} = const \quad (4.34)$$

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		29

Таблиця 4.3 — Розбивка середньої лінії течії ($l_{1-11} = 69,853$ мм)

Номер	$r'_{1\bar{n}\delta}$, мм	1-ше наближенн я	$r''_{1\bar{n}\delta}$, мм	2-ге наближен ня	$r'''_{1\bar{n}\delta}$, мм	3-тє наближен ня	$\sum \Delta l$
		$\Delta l'$, мм		$\Delta l''$, мм		$\Delta l'''$, мм	
1	$r_1 = R_2 = 110$	11	102,54	10,25	102,8	10,28	69,853
2	$r_2 = 97,87$	9,787	92,51	9,251	92,72	9,272	
3	$r_3 = 88,61$	8,861	83,80	8,380	83,94	8,394	
4	$r_4 = 79,87$	7,987	75,82	7,582	75,97	7,597	
5	$r_5 = 72,35$	7,235	68,65	6,865	68,77	6,877	
6	$r_6 = 65,51$	6,551	62,24	6,224	62,25	6,255	
7	$r_7 = 59,34$	5,934	56,56	5,656	56,61	5,661	
8	$r_8 = 53,92$	5,392	51,72	5,172	51,78	5,178	
9	$r_9 = 49,53$	4,953	47,77	4,777	47,83	4,783	
10	$r_{10} = 46$	4,6	44,46	4,446	44,6	4,46	

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

131.03BP.000.00 ПЗ

Арк.

31

Таблиця 4.4 — Розбивка лінії течії основного диска ($l_{1-11} = 69,44$ мм)

Номер	$r'_{1\bar{n}\delta}$, мм	1-ше наближенн я	$r''_{1\bar{n}\delta}$, мм	2-ге наближен ня	$r'''_{1\bar{n}\delta}$, мм	3-тє наближен ня	$\sum \Delta l$
		$\Delta l'$, мм		$\Delta l''$, мм		$\Delta l'''$, мм	
1	$r_1 = R_2 = 110$	11	102,53	10,253	102,78	10,273	69,44
2	$r_2 = 97,46$	9,746	92,5	9,254	92,71	9,272	
3	$r_3 = 88,3$	8,835	83,8	8,385	83,92	8,391	
4	$r_4 = 79,55$	7,953	75,81	7,587	75,96	7,592	
5	$r_5 = 72,0$	7,201	68,63	6,869	68,75	6,875	
6	$r_6 = 65,19$	6,517	62,19	6,211	62,23	6,220	
7	$r_7 = 58,13$	5,815	56,54	5,655	56,59	5,658	
8	$r_8 = 53,59$	5,352	51,69	5,163	51,75	5,175	
9	$r_9 = 48,44$	4,842	46,87	4,682	46,92	4,692	
10	$r_{10} = 44,45$	4,443	42,53	4,257	42,61	4,261	

Таблиця 4.5 — Розбивка лінії течії покривного диска ($l_{1-11} = 70,663$ мм)

Номер	$r'_{1\bar{n}\delta}$, мм	1-ше наближенн я	$r''_{1\bar{n}\delta}$, мм	2-ге наближен ня	$r'''_{1\bar{n}\delta}$, мм	3-тє наближен ня	$\sum \Delta l$
		$\Delta l'$, мм		$\Delta l''$, мм		$\Delta l'''$, мм	
1	$r_1 = R_2$ =110	11	102,34	10,23	102,61	10,26	70,663
2	$r_2=97,49$	9,749	92,65	9,265	92,89	9,289	
3	$r_3=88,19$	8,819	83,89	8,389	83,9	8,39	
4	$r_4=79,93$	7,993	75,98	7,598	75,97	7,597	
5	$r_5=72,37$	7,237	68,84	6,884	68,92	6,892	
6	$r_6=65,87$	6,587	62,48	6,248	62,63	6,263	
7	$r_7=59,81$	5,981	57,24	5,724	57,34	5,734	
8	$r_8=54,99$	5,499	53	5,3	53,56	5,356	
9	$r_9=51,65$	5,165	50,22	5,022	50,35	5,035	
10	$r_{10}=49,1$	4,91	48,52	4,852	48,53	4,853	

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охвата Θ лопаті

$$\Theta = 120^\circ$$

Тоді довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку:

$$S = \frac{\Theta}{\Delta\varphi} \cdot \Delta S = \frac{120}{10} \cdot 19,19 = 230,28 \text{ мм}$$

4.9.3 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

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.

$$t = \frac{2\pi R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (4.35)$$

$$t = \frac{2\pi \cdot 110}{7} = 98,735 \text{ мм}$$

$$\delta = \frac{98,735}{2} = 49,367 \text{ мм}$$

Перенесення точок на конформну діаграму здійснюється за допомогою властивостей конформного відображення за залежністю

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (4.36)$$

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

y_i - відповідна відстань на лінії течії.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Положення вхідної кромки на конформній діаграмі:

Точка а (основного диску):

$$x_a = \frac{\Delta L \cdot y_{10-9}^a}{\Delta l_{10-9}^a} \quad (4.37)$$

$$x_a = \frac{11 \cdot 2,845}{4,261} = 7,344$$

Точка в (середньої лінії течії):

$$x_B = \frac{\Delta L \cdot y_{9-8}^B}{\Delta l_{9-8}^B} \quad (4.38)$$

$$x_B = \frac{11 \cdot 2,506}{4,764} = 5,786$$

Точка с (покривного диску):

$$x_c = \frac{\Delta L \cdot y_{10-9}^c}{\Delta l_{10-9}^c} \quad (4.39)$$

$$x_c = \frac{11 \cdot 2,845}{4,261} = 7,344$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

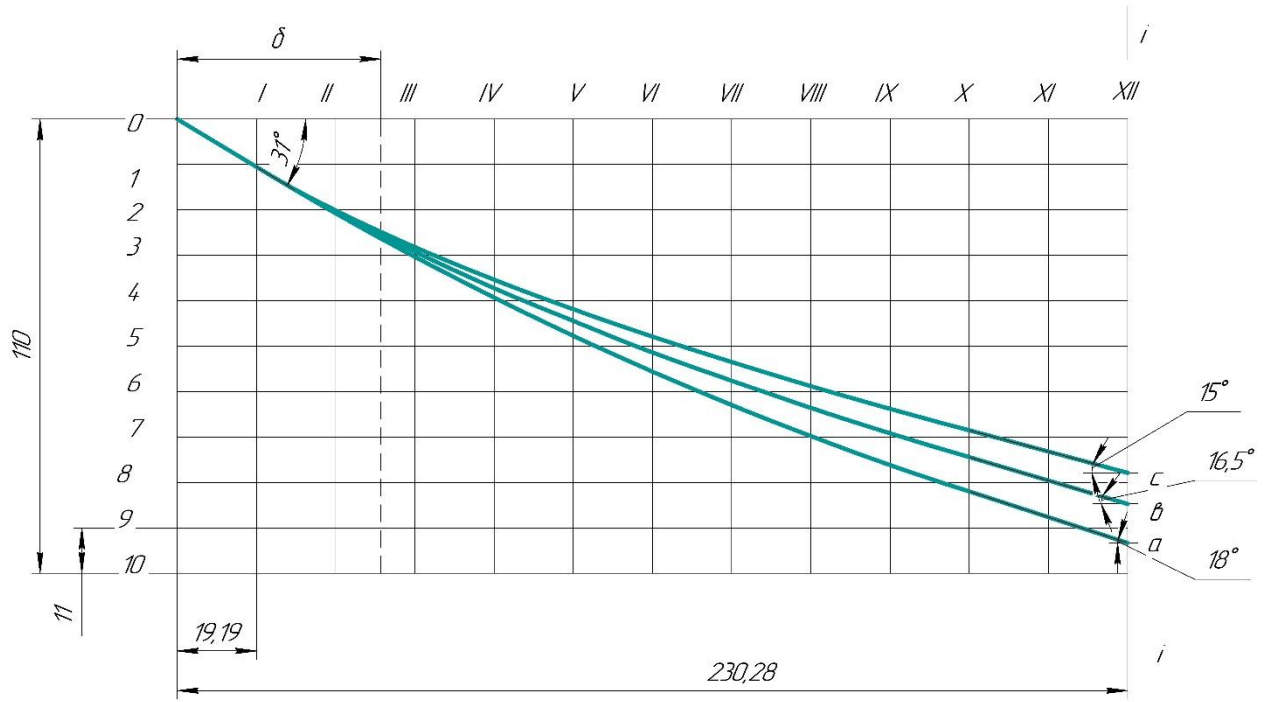


Рисунок 4.6 – Конформна діаграма

4.9.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції 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. 4.6) для кожної лінії течії окремо за допомогою перехідних графіків ПГ (рис. 4.7).

Для побудови графіків $l = f(\Delta L)$ по горизонтальній осі відкладається розгорнута довжина ліній току а, б, с з розміткою на відрізки Δl_i , пронумеровані цифрами 0, 1, 2, 3 і т. д. На вертикальній осі L відкладаються однакові відрізки ΔL . Графік $l = f(\Delta L)$ будується для кожної розрахункової лінії току. Необхідні для побудови графіка значення ΔL_i визначаються за формулою:

$$\Delta L_i = R_{\text{кц}} \cdot \sum \frac{\Delta l_i}{r_{\text{спі}}} \quad (4.40)$$

Отримані результати заносимо до таблиці 4.6

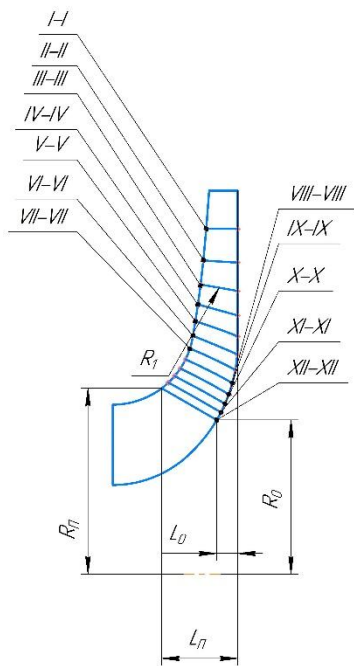
					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		37

Таблиця 4.6 — Розрахунки для побудови допоміжних перехідних графіків

Номер точки відрізка	Лінія току а			Лінія току б			Лінія току с		
	Δl_i	r_{cpi}	ΔL_i	Δl_i	r_{cpi}	ΔL_i	Δl_i	r_{cpi}	ΔL_i
0-1	10,27	102,7	11	10,28	102,8	11	10,26	102,6	11
1-2	9,271	92,71	21,5	9,272	92,72	21,5	9,289	92,89	21,5
2-3	8,392	83,92	32,25	8,394	83,94	32,25	8,39	83,9	32,25
3-4	7,596	75,96	43	7,597	75,97	43	7,597	75,97	43
4-5	6,875	68,75	53,75	6,877	68,77	53,75	6,892	68,92	53,75
5-6	6,223	62,23	64,5	6,255	62,25	64,5	6,263	62,63	64,5
6-7	5,659	56,59	75,25	5,661	56,61	75,25	5,734	57,34	75,25
7-8	5,175	51,75	86	5,178	51,78	86	5,356	53,56	86
8-9	4,692	46,92	96,75	4,783	47,83	96,75	5,035	50,35	96,75
9-10	4,261	42,61	110	4,46	44,6	110	4,853	48,53	110

Перехідні графіки зображено на рисунку 4.7.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38



№ переріза	R_0 , мм	L_0 , мм	R_1 , мм	L_1 , мм	R_2 , мм
XII – XII	4,321	5,9	52,1	21,29	–
XI – XI	45,38	4,71	53,68	19,43	660
X – X	47,77	3,58	55,53	17,68	270
IX – IX	50,42	2,53	57,66	16,08	182
VIII – VIII	53,48	1,53	60,22	14,61	155
VII – VII	57,29	0,69	63,25	13,39	139
VI – VI	61,63	0,13	66,81	12,56	290
V – V	66,68	0	70,89	11,89	154
IV – IV	72,54	0	75,61	11,19	–
III – III	79,37	0	81,19	10,43	–
II – II	87,33	0	87,96	9,64	362
I – I	96,79	0	96,82	8,85	–
Вихідна кромка	110	0	110	8	–

Рисунок 4.8 – Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на основі конформної діаграми

4.9.5 Побудова лопаті у плані

Побудова лопаті у плані зображена на рис. 4.9

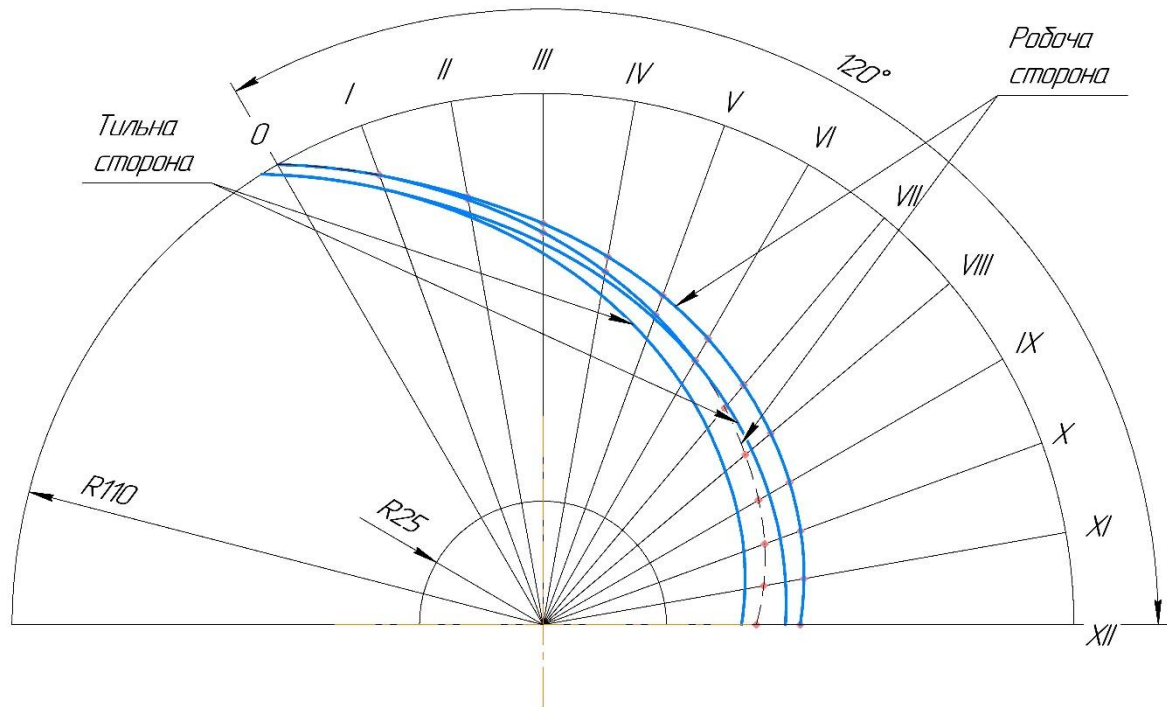


Рисунок 4.9 — Лопать у плані

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.

Для побудови тильної сторони лопаті у плані використаємо графік нормальних товщин лопаті σ [6, с. 14] та закон її розподілу

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		41

4.10 Проектування робочого колеса II ступені

Відмінною рисою I ступені насоса від наступної ступені є завищене значення коефіцієнт вхідної воронки $K_{вх}$ (для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса).

Тому для наступної ступені обираємо:

$$K_{вх} = 4,5$$

Розраховуємо приведений діаметр робочого колеса за формулою (3.1).

Отримуємо:

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,00972}{3000}} = 0,0665 \text{ м}$$

Розраховуємо діаметр вхідної воронки робочого колеса за формулою (4.5). Отримуємо:

$$D_0 = \sqrt{0,0665^2 + 0,04^2} = 0,077 \text{ (м)}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо за формулою (4.6).

Отримуємо:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,00972}{3,14 \cdot 0,0665^2} = 2,798 \text{ (м/с)}$$

Визначимо орієнтовне значення діаметра положення вхідної кромки за формулою (4.7). Отримуємо:

$$D_1 = 0,0616 \text{ м}$$

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

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається за формулою (4.8). Приймаємо коефіцієнт стиснення потоку на вході $k_1 = 1,15$. Отримуємо::

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		42

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 2,798 = 3,217 \text{ (М/с)}$$

Кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою (4.9).

Переносна швидкість визначається за формулою (4.10). Отримуємо:

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,061 \cdot 3000}{60} = 9,58 \text{ М/с}$$

Отримуємо значення кута потоку на вході:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,217}{9,58} = 18,56^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, визначається за формулою (4.11). Приймаємо кут атаки $\Delta\beta = 12^\circ$. Отримуємо:

$$\beta_1 = 18,56^\circ + 12^\circ = 30,56^\circ$$

Уточнюємо значення k'_1 за формулою (4.12). Отримуємо значення:

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,0037}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,061 \cdot \sin 30,56^\circ}} = 1,15$$

Повинна бути забезпечена умова $|k'_1 - k_1| \leq 0,01$.

$$|1,275 - 1,275| = 0 \leq 0,01$$

Умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходять з формули (4.13).

Отримуємо:

$$b_1 = \frac{0,00972}{3,14 \cdot 0,061 \cdot 3,217} = 0,015 \text{ (м)}$$

За умови, що на кожну ступінь припадає однаковий напір, приймаємо вихідні розміри D_2 , b_2 першої ступені і для другої ступені:

$$b_2 = 8 \text{ мм} \quad D_2 = 220 \text{ мм}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		43

4.11 Розрахунки об'ємних та механічних втрат енергії. Уточнення об'ємного, механічного та повного коефіцієнта корисної дії

4.11.1 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах між рухомими та нерухомими деталями насоса.

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення.

Унаслідок наявності об'ємних втрат корисна подача насоса менша за подачу робочого колеса, що характеризується об'ємним ККД

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q'} \quad (4.41)$$

де $\sum q'$ - сумарні протікання, м³/с.

При розрахунку можна вважати, що протікання у сальниковому ущільненні відсутні. Тому об'ємний ККД можна визначити за таким виразом

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q + q'} \quad (4.42)$$

де q - протікання через переднє ущільнення РК I ступені, м³/с.

q' - протікання через переднє ущільнення РК II ступені, м³/с.

Проведемо розрахунок величини протікань через переднє ущільнення РК I ступені

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		44

$$q = \mu \cdot f_y \cdot \sqrt{2gh_y}, \quad (4.43)$$

де μ – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

f_y – площа поперечного перетину циліндричної щілини, м²;

h_y – напір, що втрачається в ущільненні, м.

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}, \quad (4.44)$$

де $\lambda = 0,04$ – коефіцієнт тертя;

δ_1 – радіальний зазор в ущільненні колеса, мм;

l – довжина щілини, мм.

Довжина щілини:

- для ущільнень насосів звичайних розмірів ($r_{y1} > 50$ мм):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,12 - 0,15, \quad (4.45)$$

- для ущільнень насосів малих розмірів ($r_{y1} < 50$ мм):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,2 - 0,25, \quad (4.46)$$

де $r_{y1} = 52,5$ мм - радіус переднього ущільнення, мм.

Звідси:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$l = 2 \cdot 52,5 \cdot 0,15 = 15,75 \text{ мм}$$

На основі статистичного аналізу зазорів в ущільненнях відцентрових насосів отримано:

- для великих насосів ($Q > 1800 \text{ м}^3/\text{год}$):

$$\delta_1 = \frac{r_{y1}}{500}, \text{ мм} \quad (4.47)$$

- для малих насосів ($Q < 1800 \text{ м}^3/\text{год}$):

$$\delta_1 = 0,2 - 0,3 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta_1 = 0,27 \text{ мм}$

Звідси:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 15,75}{2 \cdot 0,27}}} = 0,612$$

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою:

$$f_y = 2\pi r_{y1} \delta_1 \quad (4.48)$$

$$f_y = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0525 \cdot 0,00027 = 8,906 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Напір, що втрачається в ущільненні:

$$h_y = H_p - \frac{U_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2} \right)^2 \right]^2, \quad (4.49)$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

де H_p – потенційний напір, м;

U_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса, м/с;

r_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м.

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_T \eta_{г.к.} \left(1 - \frac{g H_T}{2 U_2^2} \right), \quad (4.50)$$

де $\eta_{г.к.}$ – гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_e}$);

H_T – теоретичний напір, м.

Колова швидкість на виході з робочого колеса знаходиться за формулою:

$$U_2 = \omega r_2, \quad (4.51)$$

де $r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{0,220}{2} = 0,11$ м – радіус зовнішнього діаметра робочого колеса

ω – колова швидкість обертання ротора насоса, c^{-1} . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.52)$$

де n – частота обертання ротора насоса, об/хв.

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 c^{-1}$$

Звідси знаходимо значення колової швидкості на виході з робочого колеса:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$U_2 = 314 \cdot 0,11 = 34,54 \text{ м/с}$$

Потенційний напір робочого колеса становить:

$$H_p = 87 \cdot \sqrt{0,858} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 87}{2 \cdot 34,54^2}\right) = 51,76 \text{ м}$$

Напір, що втрачається в ущільненні складає:

$$h_y = 51,76 - \frac{34,54^2}{8 \cdot 9,81} \left[1 - \left(\frac{0,0525}{0,11}\right)^2\right]^2 = 42,69 \text{ м}$$

Протікання через передне ущільнення РК I ступені рівне:

$$q = 0,612 \cdot 8,906 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 42,69} = 15,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Аналогічно проведемо розрахунок величини протікань через передне ущільнення РК II ступені.

Радіус переднього ущільнення складає $r_{y1} = 50 \text{ мм}$

Довжина щілини:

$$l = 2 \cdot 50 \cdot 0,15 = 15 \text{ мм}$$

Радіальний зазор в ущільненні колеса:

$$\delta'_1 = 0,25 \text{ мм}$$

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

$$\mu' = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 15}{2 \cdot 0,25}}} = 0,609$$

Площа поперечного перерізу щілини:

$$f'_y = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,00025 = 7,854 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Оскільки робочі колеса мають рівні значення зовнішніх діаметрів, то відповідно мають рівні значення переносних швидкостей на виході та потенційних напорів:

$$U'_2 = U_2; \quad H_p = H_p$$

Напір, що втрачається в ущільненні:

$$h'_y = 51,76 - \frac{34,54^2}{8 \cdot 9,81} \left[1 - \left(\frac{0,05}{0,11} \right)^2 \right]^2 = 42,191 \text{ м}$$

Протікання через переднє ущільнення РК II ступені рівне:

$$q' = 0,609 \cdot 7,854 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 42,191} = 13,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Таким чином, об'ємний ККД складає:

$$\eta_{o\delta} = \frac{8,89 \cdot 10^{-3}}{8,89 \cdot 10^{-3} + 1,57 \cdot 10^{-3} + 1,37 \cdot 10^{-3}} = 0,752$$

4.11.2 Механічні втрати

Механічні втрати в насосі діляться на внутрішні та зовнішні, отже, механічний ККД визначаються за формулою:

$$\eta_m = \eta_{мвн} \eta_{мзовн} \quad (4.53)$$

де $\eta_{мвн}$ - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{мзовн}$ - зовнішній механічний ККД.

Внутрішніми втратами вважаються втрати на дискове тертя, зовнішніми – втрати в кінцевих ущільненнях та в підшипниках.

У відцентрових насосах середньої та великої потужності дискові втрати є основним видом механічних втрат. Під дисковим тертям розуміються втрати енергії на тертя робочої рідини і зовнішньої поверхні обертального колеса.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Хоча вони мають гідравлічний характер, це – механічні втрати, пов'язані зі зміною споживаної насосом потужності, на відміну від гідравлічних втрат, які визначаються втратами напору (тиску).

В загальному випадку втрати потужності на дискове тертя на обох сторонах диска визначаються за формулою:

$$N_{\text{дт}} = 0,0196C_f\rho R_2^5\omega^3, \quad (4.54)$$

де C_f – сумарний коефіцієнт тертя.

C_f залежить від багатьох факторів: від режиму течії рідини (числа Рейнольдса), відносного розміру пазухи (S/R_2), відносної шорсткості (k/R_2) витоків у пазусі; визначається за формулою:

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f \quad (4.55)$$

де C_{f0} – коефіцієнт тертя без урахування витікань

ΔC_f – поправка, що враховує витікання у пазусі.

Втрати на дискове тертя спрощено можна визначити за таким виразом:

[5]

$$N_{\text{дт}} = 0,882U_2^3 D_2 (D_2 + 5l), \text{ Вт} \quad (4.56)$$

де l – сумарна товщина основного та покривного дисків робочого колеса, м:

$$l = l_1 + l_2, \quad (4.57)$$

де l_1, l_2 – товщини основного та покривного дисків відповідно, м.

$$l = 4 + 4 = 8 \text{ мм}$$

Звідси втрати на дискове тертя для 2 робочих коліс:

$$N_{\text{дт}} = 2 \cdot 0,882 \cdot 34,54^3 \cdot 0,22 \cdot (0,22 + 5 \cdot 0,008) = 4157,78 \text{ Вт}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою:

$$\eta_{вн} = \frac{\rho g Q_{PK} H_m}{\rho g Q_{PK} H_m + N_{дм}}, \quad (4.58)$$

де Q_{PK} - витрата рідини, що проходить через робоче колесо. Вона може бути визначена таким чином:

$$Q_{PK} = \frac{Q}{\eta_{од}}. \quad (4.59)$$

Тому:

$$Q_{PK} = \frac{35}{0,752} = 46,54 \frac{м^3}{20д} = 0,012928 \frac{м^3}{с}$$

Звідси внутрішній механічний ККД рівний:

$$\eta_{вн} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,012928 \cdot 81,6}{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,012928 \cdot 81,6 + 4157,78} = 0,713$$

Зовнішні механічні втрати залежать від розмірів вала, типу кінцевих ущільнень та частоти обертання ротора насоса. Встановлено, що зовнішній механічний ККД лопатевих насосів становить $\eta_{мзовн} = 0,97 - 0,98$.

Звідси:

$$\eta_m = 0,713 \cdot 0,98 = 0,699$$

Повний ККД:

$$\eta = \eta_r \eta_{об} \eta_m, \quad (4.60)$$

$$\eta = 0,858 \cdot 0,752 \cdot 0,699 = 0,449$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Для робочого колеса I ступені $r_{y1} = 0,0525$ м, $r_{y2} = 0,025$ м

Звідси, осьова сила T'_1 рівна:

$$T'_1 = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,05^2 - 0,025^2) \cdot \left[51,76 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,11^2 - \frac{0,05^2 + 0,025^2}{2} \right) \right] = 2226 \text{ Н}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho Q V_0, \quad (4.63)$$

де V_0 – швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{1пр}^2}, \quad (4.64)$$

Тому:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,00972}{3,14 \cdot 0,08^2} = 1,933 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьова сила T_2 :

$$T'_2 = 1000 \cdot 0,00972 \cdot 1,933 = 18,78 \text{ Н}$$

Осьова сила T_3 визначається за формулою:

$$T_3 = \frac{\pi d_{вт}^2}{4} (P_{атм} - P_{вх}), \quad (4.65)$$

де $d_{вт} = 0,04$ м – діаметр втулки робочого колеса;

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$P_{\text{атм}} = 101337 \text{ Па}$ – атмосферний тиск;

$P_{\text{вх}}$ – тиск на вході у робоче колесо, Па. Визначається за формулою:

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{н.п.}} + \rho g \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2}, \quad (4.66)$$

де $P_{\text{н.п.}} = 22314 \text{ Па}$ – тиск насичених парів для води при температурі 20°C [7];

Δh – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас можна визначити за формулою:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (4.67)$$

де W_1 – відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$\lambda_1 = 1,2$, $\lambda_2 = 0,3$ - середні значення коефіцієнтів при безударному вході.

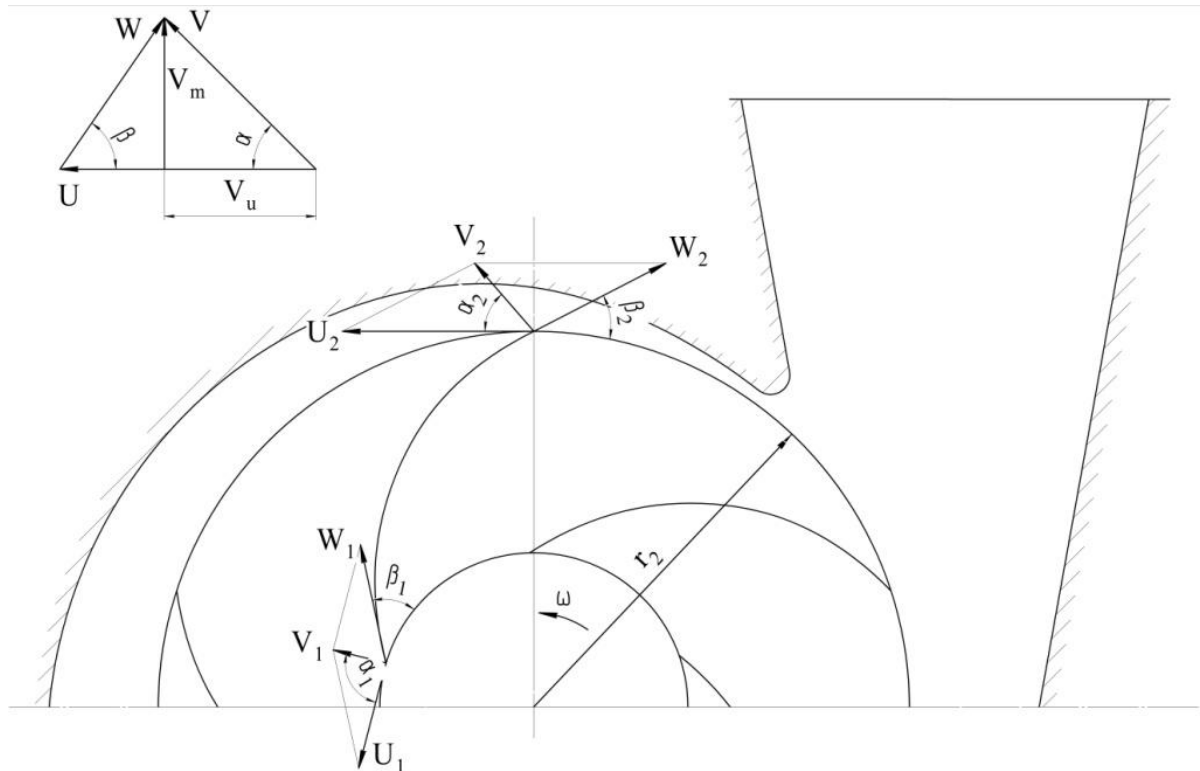


Рисунок 5.10 - Трикутники швидкостей в робочому колесі

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей (див. рис. 4.10):

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin\beta_1}, \quad (4.68)$$

де $\beta_1 = 19,13^\circ$ - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо.

V_{1m} - меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с. $V_{1m} = 2,436$ м/с

Відносна швидкість на вході в робоче колесо становить:

$$W_1 = \frac{2,436}{\sin 19,13^\circ} = 7,433 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас складає:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{1,933^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{7,433^2}{2 \cdot 9,81} = 1,073 \text{ м}$$

Тиск на вході в робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 22314 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,073 - 1000 \cdot \frac{1,933^2}{2} = 30972 \text{ Па}$$

Осьова сила T_3 становить:

$$T'_3 = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} (101337 - 30972) = 88,42 \text{ Н}$$

Таким чином сумарна осьова сила від I робочого колеса рівна:

$$T' = 2226 - 18,78 + 88,42 = 2295,64 \text{ Н}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Аналогічно повторюємо розрахунки осьової сили і для робочого колеса II ступені.

Для робочого колеса II ступені $r_{y1} = 0,05$ м, $r_{y2} = 0,046$ м

Звідси, осьова сила T''_1 рівна:

$$T''_1 = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,05^2 - 0,046^2) \cdot \left[51,76 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,11^2 - \frac{0,05^2 + 0,046^2}{2} \right) \right] = 466,967 \text{ Н}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,00972}{3,14 \cdot 0,061^2} = 3,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьова сила T''_2 :

$$T''_2 = 1000 \cdot 0,00972 \cdot 3,32 = 32,27 \text{ Н}$$

Кут установлення лопаті на вході в робоче колесо:

$$\beta_1 = 30,56^\circ$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

$$V_{1m} = 3,217 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість на вході в робоче колесо становить:

$$W_1 = \frac{3,217}{\sin 30,56^\circ} = 6,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас складає:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{3,217^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{6,32^2}{2 \cdot 9,81} = 1,243 \text{ м}$$

Тиск на вході в робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 22314 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,243 - 1000 \cdot \frac{3,217^2}{2} = 29333 \text{ Па}$$

Осьова сила T_3 становить:

$$T''_3 = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} (101337 - 29333) = 90,48 \text{ Н}$$

Таким чином сумарна осьова сила від II робочого колеса рівна:

$$T'' = 466,967 - 32,27 + 90,48 = 525,17 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила від дії 2 робочих коліс рівна:

$$T = T' + T'' = 2295,64 + 525,17 = 2820,81 \text{ Н}$$

4.12.2 Радіальна сила

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

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$R = K_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2, \quad (4.69)$$

де K_R – експериментальний коефіцієнт, $K_R \approx 0,36$ [8];

$Q_{\text{опт}}$ – подача при оптимальному режимі;

b_2 – ширина колеса на виході, м.

Радіальна сила буде мінімальною при $Q = Q_{\text{опт}}$. Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ($Q = 0$), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \gamma H D_2 b_2, \quad (4.70)$$

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{\text{опт}}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 5.11). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.

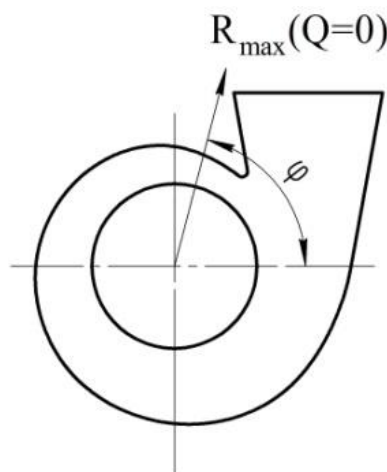


Рисунок 4.11 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot 9810 \cdot 70 \cdot 0,22 \cdot 0,008 = 435,1 \text{ Н}$$

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

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

4.13 Розрахунок на кавітацію

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай, кавітація виникає при падінні тиску до значення, що дорівнює або менше від тиску пружності насиченого пару та супроводжується порушенням суцільності потоку з утворенням порожнин, насичених паром та розчинених у рідині газами. Також вона виникає при зниженні місцевого тиску з різних причин динамічного характеру: збільшення швидкості рідини через збільшення частоти обертання, відриву або стискання потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій [8].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (4.71)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,00972}}{1,073^{\frac{3}{4}}} = 1576$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при $C = 700 - 900$.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

При кавітаційному коефіцієнті швидкохідності $C = 1576$, то проєктований насос при заданій висоті всмоктування буде мати добрі анти кавітаційні показники.

5 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,00972 \cdot 140}{0,449} = 29731 \text{ Вт} = 29,7 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт} \quad (5.2)$$

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

$$N = 1,2 \cdot 29731 = 35677 \text{ Вт}$$

За відомою частотою обертання 3000 об/хв та розрахованою потужністю 35677 Вт з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна.

Обрано асинхронний двигун АИР200М2, який має потужність 37 кВт та частоту обертання 3000 об/хв.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60



Рисунок 5.1 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АІР160М2

Загальнопромислові уніфіковані асинхронні електродвигуни АІР трифазного типу представлені в різноманітних модифікаціях, з максимальною потужністю до 315 кВт і виконані на 17 висотах вісі обертання від 50 до 355 мм.

Структура умовного позначення електродвигуна:

- А – асинхронний;
- И – уніфікована серія (И – Інтерелектро);
- Р – прив’язка потужностей до встановлювально-приєднувальних розмірів (Р – за РС 3031-71);
- 200 – габарит, мм;
- М – встановлювальний розмір по довжині станини;
- 2 – число полюсів;

Таблиця 5.1 – Технічні характеристики електродвигуна АІР132М2У2

Модель	Потужність	Напруга	Струм	Частота обертання	ККД	cos φ	M_{max}	M_n	I_n / I_H
	кВт	В	А	об/хв	%		M_H	M_H	
АІР200М2	37	380	71	3000	92	0,88	2,3	2,0	7,5

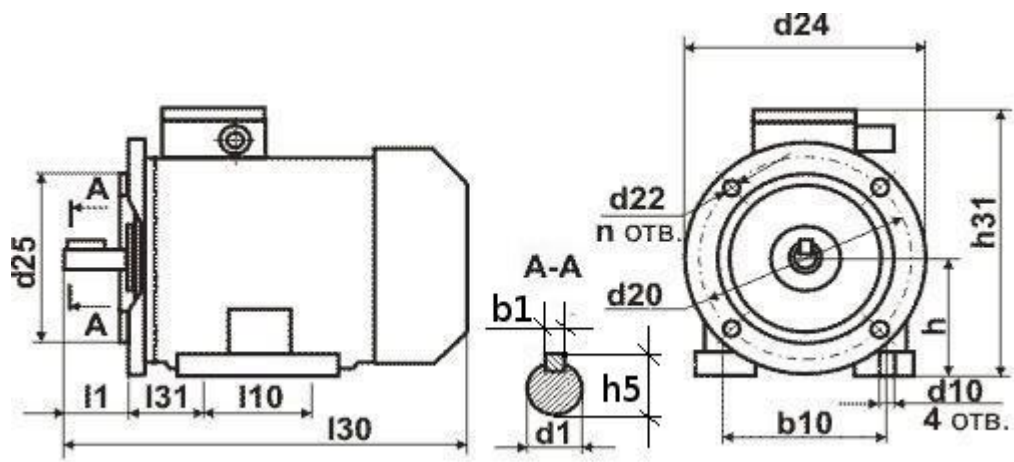


Рисунок 5.2 – габаритне креслення електродвигуна серії АІР виконання ІМ1081

Таблиця 5.2 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна АІР132М2У2

Тип двигуна	Число	Габаритні розміри, мм			Встановлювальні та приєднувальні розміри, мм															
		l30	h31	d24	l1	l10	l31	d1	d10	d20	d22	d25	b10	n	h10	h	l21	l20	h5	b1
АІР 200М 2	2	770	505	450	110	267	133	55	19	400	19	350	318	8	28	200	18	5	59	16

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

131.03BP.000.00 ПЗ

Арк.

62

6 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки при модернізації насоса, радіальні розміри вала залишаються незмінними то розрахунок вала виконується в два етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі - перевірному – визначаються коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

6.1.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R_{max}$ (див. рис. 6.1), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

Вага робочих коліс є мінімальним навантаженням, яким можна знехтувати.

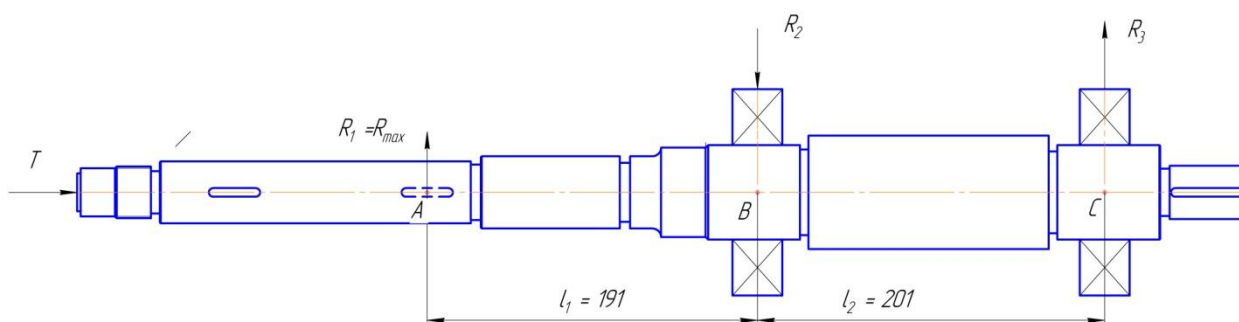


Рисунок 6.1 - Схема навантаження вала насоса

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = -R_1(l_1 + l_2) + R_2l_2, \quad (6.1)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (6.2)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{435,1 \cdot (191 + 201)}{201} = 848,553 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = -R_1l_1 + R_3l_2. \quad (6.3)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1l_1}{l_2}. \quad (6.4)$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{435,1 \cdot 191}{201} = 413,453 \text{ Н}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

6.1.2 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (6.5)$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 2,5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

S_σ , S_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (6.6)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.7)$$

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

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

$K_\sigma = 2,2$, $K_\tau = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$\psi_\sigma = 0,25 - 0,3$, $\psi_\tau = 0,1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

Межі витривалості вала знаходяться за формулами (6.8) та (6.9):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа} \quad (6.8)$$

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

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \quad (6.9)$$

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 397,5 = 230,55 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{\Pi}^3}, \text{ МПа} \quad (6.10)$$

Де d_{Π} – діаметр вала під підшипниками, $d_{\Pi} = 55 \text{ мм} = 0,055 \text{ м}$

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 6.1:

$$M_{зг.max} = R_1 l_1. \quad (6.11)$$

Звідси:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$M_{зг.max} = 435,1 \cdot 0,191 = 83,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{83,1}{0,1 \cdot 0,055^3} = 4,99 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \quad (6.12)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 2820}{3,14 \cdot 0,055^2} = 1,186 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа}, \quad (6.13)$$

де M_{max} - момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, що визначається за формулою:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (6.14)$$

де N_{max} – максимальна потужність, $N_{max} = 1,1 \text{ Н}$

$$N_{max} = 1,1 \cdot 24404 = 26844,4 \text{ Вт}$$

Тоді:

$$M_{max} = \frac{26844,4}{3140} = 8,54 \text{ Н}$$

Таким чином:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

$$\tau_a = \tau_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{8,54}{0,2 \cdot 0,055^3} = 0,128 \text{ МПа}$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,7$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,7} \cdot 4,99 + 0,275 \cdot 1,186} = 24,82$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,7} \cdot 0,128 + 0,1 \cdot 0,128} = 851,90$$

$$S = \frac{24,82 \cdot 851,9}{\sqrt{24,82^2 + 851,9^2}} = 24,8 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

6.2 Розрахунок шпонкового з'єднання

6.2.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 36 мм за [3, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 10$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 30$ мм - довжина шпонки

$t_1 = 5,0$ мм - глибина паза вала

$t_2 = 3,3$ мм - глибина паза втулки

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.15)$$

де $d = d_k = 0,036$ м – діаметр вала;

M_{max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, м:

$$l_p = l - b. \quad (6.16)$$

Звідки:

$$l_p = 30 - 10 = 20 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 8,54}{0,036 \cdot 0,02 \cdot (0,008 - 0,005)} = 0,79 \text{ МПа}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.17)$$

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (6.18)$$

$$\sigma_{зм} = 0,79 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b}. \quad (6.19)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 0,79}{0,036 \cdot 0,030 \cdot 0,01} = 0,146 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}]. \quad (6.20)$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		70

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм} \quad (6.21)$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 0,146 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

6.2.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

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: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 32 мм за [10, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 10$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 40$ мм - довжина шпонки

$t_1 = 5,0$ мм - глибина паза вала

$t_2 = 3,3$ мм - глибина паза втулки

Робоча довжина шпонки визначається за формулою (6.16):

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

$$l_p = 40 - 10 = 30 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці визначається за формулою (6.15):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 8,54}{0,032 \cdot 0,03 \cdot (0,008 - 0,005)} = 5,93 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання в шпонці за формулою (6.17) рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова (6.18):

$$\sigma_{зм} = 5,93 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз

Напруження на зріз шпонки визначається за формулою (6.19):

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 8,54}{0,032 \cdot 0,04 \cdot 0,01} = 1,33 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зріз шпонки за формулою (6.21) рівне:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова (6.20):

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		72

$$\tau_{зр} = 1,33 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>73</i>

7 ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ТА РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ

За відомим діаметром підшипник d_n за [10, с.399] вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіальний, однорядний важкої серії.

Позначення –411 ГОСТ 8338-75

$$C = 100 \text{ кН}$$

$$C_0 = 63 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис.8.1). Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_n . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_n = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (7.1)$$

де $F_r = R_2 = 848,553$ Н, $F_a = T = 2820$ Н – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження X і осьового навантаження Y для підшипника.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$F_a / C_0 = 2820 / 63000 = 0,044,$$

Тоді за табл. 9.18 [10, с. 212] визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження $e = 0,253$;

Обчислюємо відношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2820}{1 \cdot 848,553} = 3,32.$$

Оскільки відношення $(\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 3,32) > (e = 0,253)$, приймаємо $X = 0,56$, $Y = 1,759$.

Тоді

$$P = (0,56 \cdot 848,553 + 1,759 \cdot 2820) \cdot 1 \cdot 1 = 5435,56 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} \quad (7.2)$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{100000}{5435,56}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 34593,5 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

$$L_{hp} \geq L_n \quad (7.3)$$

$$L_{hp} = 34593,5 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипники обрані вірно.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		76

8 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ЕЛЕКТРОБЕЗПЕКА

8.1 Дія електричного струму на організм людини. Електричні травми.

З кожним роком зростає виробництво та споживання електроенергії, а відтак і кількість людей, які в процесі своєї життєдіяльності використовують (експлуатують) електричні пристрої та установки. Тому питання електробезпеки набувають особливої ваги.

Електробезпека - це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Аналіз виробничого травматизму показує, що кількість травм, спричинених дією електричного струму, є незначною і становить близько 1 %. Однак із загальної кількості смертельних нещасних випадків частка електротравм становить 20-40% і посідає одне з перших місць. Щороку в Україні від електричного струму гине приблизно 1500 осіб. Найбільша кількість випадків електротравматизму, в тому числі зі смертельними наслідками, стається при експлуатації електроустановок напругою до 1000 В, що пов'язано з їх поширенням і відносною доступністю практично для кожного, хто працює на виробництві. Випадки електротравматизму під час експлуатації електроустановок напругою понад 1000 В нечасті, що зумовлено незначним поширенням таких електроустановок і обслуговуванням їх висококваліфікованим персоналом.

Основними причинами електротравматизму на виробництві є:

- випадкове доторкання до неізольованих струмопровідних частин електроустаткування;
- використання несправних ручних електроінструментів;
- застосування нестандартних або несправних переносних

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

світильників напругою 220 чи 127 В;

- робота без надійних захисних засобів та запобіжних

пристосувань;

- доторкання до незаземлених корпусів електроустановок, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження чи пробою ізоляції;
- недотримання правил будови, улаштування, безпечної експлуатації електроустановок та правил експлуатації електрозахисних засобів тощо.

Електроустаткування, з яким доводиться мати справу практично всім працівникам на виробництві, становить значну потенційну небезпеку ще й тому, що органи чуття людини не здатні на відстані виявляти наявність електричної напруги. У зв'язку з цим захисна реакція організму виявляється лише після того, як людина потрапила під дію електричної напруги.

Проходячи через організм людини, електричний струм справляє на нього термічну, електролітичну, механічну та біологічну дію.

Термічна дія струму спричинює опіки окремих ділянок тіла, нагрівання кровоносних судин, серця, мозку та інших органів, через які проходить струм, що призводить до виникнення в них функціональних розладів.

Електролітична дія струму характеризується розкладом (електролізом) крові та інших органічних рідин, що викликає суттєві порушення їх фізикохімічного складу.

Механічна дія струму загрожує ушкодженнями (розриви, розшарування тощо) різноманітних тканин організму внаслідок електродинамічного ефекту.

Біологічна дія струму на живу тканину спричиняє небезпечне збудження клітин та тканин організму, що супроводжується мимовільним судомним скороченням м'язів. Таке збудження може призвести до суттєвих порушень і навіть повного припинення діяльності органів дихання та кровообігу.

Збудження тканин організму внаслідок дії електричного струму може бути прямим, коли струм проходить безпосередньо через ці тканини, та

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

рефлекторним (через центральну нервову систему), коли тканини не знаходяться на шляху проходження струму.

8.2 Види електричних травм. Причини летальних наслідків від дії електричного струму

Електротравма - це травма, яка спричинена дією електричного струму чи електричної дуги. За наслідками електротравми умовно поділяють на два види: місцеві електротравми, коли виникає локальне ушкодження організму, та загальні електротравми (електричні удари), коли уражається весь організм унаслідок порушення нормальної діяльності життєво важливих органів і систем. Приблизний розподіл електротравм за їх видами має такий вигляд: місцеві електротравми - 20 %; електричні удари - 25 %; змішані травми (сукупність місцевих електротравм та електричних ударів) - 55 %.

Характерними місцевими електричними травмами є електричні опіки, електричні знаки, металізація шкіри, механічні ушкодження та електрофтальмія.

Електричний опік - найбільш поширена місцева електротравма (близько 60 %), яка трапляється переважно у працівників, що обслуговують діючі електроустановки. Електричні опіки залежно від умов їх виникнення бувають двох видів: струмові (контактні), коли внаслідок проходження струму електрична енергія перетворюється на теплову, та дугові, які виникають унаслідок дії на тіло людини електричної дуги. Залежно від кількості виділеної теплоти та температури, а також розмірів дуги електричні опіки можуть уражати не лише шкіру, але й м'язи, нерви і навіть кістки. Такі опіки називаються глибинними і гояться вони досить довго.

Електричні знаки (електричні позначки) являють собою плями сірого чи блідо-жовтого кольору у вигляді мозоля на поверхні шкіри в місці її контакту зі струмовідними частинами.

Металізація шкіри - це проникнення у верхні шари шкіри найдрібніших часточок металу, що розплавляється внаслідок дії електричної дуги. Такого ушкодження зазвичай зазнають відкриті ділянки тіла - руки та обличчя.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		79

Ушкоджена ділянка шкіри стає твердою та шорсткою, однак за відносно короткий час вона знову набуває попереднього вигляду та еластичності.

Механічні ушкодження - це ушкодження, які виникають унаслідок судомних скорочень м'язів під дією електричного струму, що проходить через тіло людини. Механічні ушкодження виявляються у вигляді розривів шкіри, кровоносних судин, нервових тканин, а також вивихів суглобів і навіть переломів кісток.

Електроофтальмія - це ураження очей внаслідок дії ультрафіолетових випромінювань електричної дуги.

Найбільш небезпечним видом електротравм є *електричний удар*, який у більшості випадків (близько 80 %, включаючи й змішані травми) призводить до смерті потерпілого.

Електричний удар - це збудження живих тканин організму електричним струмом, що супроводжується судомним скороченням м'язів. Залежно від наслідків ураження електричні удари умовно поділяють на чотири ступеня:

- I - судомні скорочення м'язів без втрати свідомості;
- II - судомні скорочення м'язів з втратою свідомості, але зі збереженням дихання та роботи серця;
- III - втрата свідомості та порушення серцевої діяльності чи дихання (або обох одночасно);
- IV - клінічна смерть.

Клінічна смерть - це перехідний період від життя до смерті, що настає з моменту зупинки серцевої діяльності та легень і триває 6-8 хв, доки не загинули клітини головного мозку. Після цього настає біологічна смерть, унаслідок чого припиняються біологічні процеси у клітинах і тканинах організму і відбувається розпад білкових структур.

Якщо при клінічній смерті негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму та терміново розпочати надання необхідної допомоги (штучне дихання, масаж серця), то існує висока імовірність щодо збереження йому життя.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Причинами летальних наслідків від дії електричного струму можуть бути: зупинка серця чи його фібриляція (хаотичне скорочення волокон серцевого м'яза, що призводить до порушення кровообігу); припинення дихання внаслідок судомного скорочення м'язів грудної клітки, що беруть участь у процесі дихання; електричний шок (своєрідна нервово-рефлекторна реакція організму у відповідь на подразнення електричним струмом, що супроводжується розладами кровообігу, дихання, обміну речовин і т. ін.). Можлива також одночасна дія двох або навіть усіх трьох вищеназваних причин. Слід зазначити, що шоківий стан може тривати від кількох десятків хвилин до декількох діб. При тривалому шоківому стані зазвичай настає смерть.

Різні за величиною струми справляють відповідний вплив на організм людини. Розрізняють три основних порогових значення сили струму:

- пороговий відчутний струм - найменше значення електричного струму, при проходженні якого через тіло людини виникають відчутні подразнення;
- пороговий невідпускаючий струм - найменше значення електричного струму, яке зумовлює судомні скорочення м'язів руки, в котрій затиснутий провідник, що унеможливує самостійне звільнення людини від дії струму;
- пороговий фібриляційний (смертельно небезпечний) струм - найменше значення електричного струму, що спричинює при проходженні через тіло людини фібриляцію серця.

У табл. 8.1 наведено порогові значення сили струму при його проходженні через тіло людини по шляху "рука - рука" або "рука - ноги".

Таблиця 8.1. Порогові значення змінного та постійного струму

Вид струму	Пороговий відчутний струм, мА	Пороговий невідпускаючий струм, мА	Пороговий фібриляційний струм, мА
Змінний струм частотою 50 Гц	0,5—1,5	6—10	80—100
Постійний струм	5,0—7,0	50—80	300

Струм (змінний та постійний) понад 5 А викликає миттєву зупинку серця, минаючи стан фібриляції.

Таким чином, чим більший струм проходить через тіло людини, тим більшою є небезпека ураження. Однак необхідно зазначити, що це твердження не є безумовним, оскільки небезпека ураження залежить також і від інших чинників, наприклад, від індивідуальних особливостей людини.

Значення прикладеної напруги U_p

Впливає на наслідки ураження, оскільки згідно зі законом Ома визначає силу струму, що проходить через тіло людини.

Крім того, зі збільшенням прикладеної напруги зменшується опір тіла людини. Отже, чим вище значення напруги, тим більша небезпека ураження електричним струмом. Умовно безпечною для життя людини прийнято вважати напругу, що не перевищує 42 В змінного струму (в Україні така стандартна напруга становить 36 та 12 В), при якій не повинен статися пробій шкіри людини, що призводить до різкого зменшення загального опору її тіла.

Електричний опір тіла людини - залежить переважно від стану шкіри та центральної нервової системи. Загальний електричний опір тіла людини можна представити як суму двох опорів шкіри та опору внутрішніх тканин тіла. Найбільший опір проходженню струму чинить шкіра, особливо її зовнішній ороговілий шар (епідерміс), товщина якого становить близько 0,2 мм. Опір внутрішніх тканин тіла незначний і становить 300-500 Ом. У цьому можна переконатися, якщо до язика прикласти контакти батарейки; при цьому відчувається легке поштування. Якщо ці ж контакти прикласти до шкіри тіла, то відчутних подразнень не виникає, оскільки опір сухої шкіри (епідермісу) значно більший.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		82

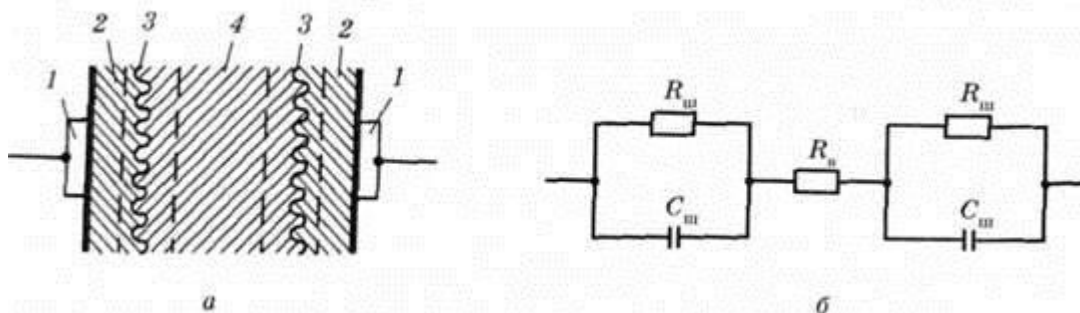


Рисунок 8.1. Умовні схеми опору тіла людини: а - загальна схема: 1 - електроди; 2 - зовнішній шар шкіри; 3 - внутрішній шар шкіри; 4 - внутрішні тканини тіла; б - електрична схема: $R_{ш}$ - активний опір шкіри; C - ємнісний опір шкіри; $C_{ш}$ - опір внутрішніх тканин тіла

Загальний опір тіла людини змінюється в широких межах - від 1 до 100 кОм, а іноді й більше. Для розрахунків опір тіла людини умовно приймають рівним $R = 1$ кОм. При зволоженні, забрудненні та пошкодженні шкіри (потовиділення, порізи, подряпини тощо), збільшенні прикладеної напруги, площі контакту, частоти струму та часу його дії опір тіла людини зменшується до певного мінімального значення (0,5-0,7 кОм).

Опір тіла людини зменшується також при захворюваннях шкіри, центральної нервової та серцево-судинної систем, проявах алергічної реакції тощо. Тому нормативно-правові акти з охорони праці передбачають обов'язкові попередній та періодичні медичні огляди працівників (кандидатів у працівники) для встановлення їх придатності щодо обслуговування діючих електроустановок за станом здоров'я.

Вид та частота струму

Вид та частота струму, що проходить через тіло людини, також впливають на наслідки ураження. Постійний струм приблизно в 4-5 разів безпечніший за змінний, що підтверджують дані табл. 8.1. Це пов'язано з тим, що постійний струм у порівнянні зі змінним промислової частоти такого ж значення викликає слабші скорочення м'язів та менш неприємні відчуття. Його дія, в основному, теплова. Однак слід зауважити, що вищезазначене стосовно порівняльної небезпеки постійного та змінного струму є справедливим лише

Ступінь впливу струму істотно залежить від стану нервової системи та всього організму в цілому. Так, у стані нервового збудження, депресії, сп'яніння, захворювання (особливо при захворюваннях шкіри, серцево-судинної та центральної нервової систем) люди значно чутливіші до дії на них струму. Важливе значення має також уважність та психічна готовність людини до можливої небезпеки ураження струмом. У переважній більшості випадків несподіваний електричний удар призводить до важчих наслідків, ніж при усвідомленні людиною існуючої небезпеки ураження.

Умови навколишнього середовища - можуть підвищувати небезпеку ураження людини електричним струмом. Так, у приміщеннях з високою температурою та відносною вологістю повітря наслідки ураження можуть бути важчими, оскільки значне потовиділення для підтримання теплобалансу між організмом та навколишнім середовищем призводить до зменшення опору тіла людини.

Відповідно до правил улаштування електроустановок приміщення за характером навколишнього середовища поділяються на:

- сухі, у яких відносна вологість повітря не перевищує 60%;
- вологі, у яких відносна вологість повітря знаходиться в межах 60-75 %;
- сирі, у яких відносна вологість повітря перевищує 75 %;
- особливо вологі, у яких відносна вологість повітря наближається до 100 % (на стелі, стінах, обладнанні конденсується волога);
- гарячі, в яких температура повітря впродовж доби перевищує 35 °С;
- запилені, в яких за умовами виробництва утворюється пил у такій кількості, що він може осідати на проводах, проникати всередину споживачів електроенергії; - з хімічно-активним середовищем, у якому постійно або впродовж тривалого часу виділяються агресивні випари або гази, що призводять до руйнування ізоляції та струмовідних частин електрообладнання.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		85

Запилені приміщення поділяються на приміщення зі струмопровідним та неструмопровідним пилом.

8.3 Допустимі значення струмів і напруг

Для правильного визначення необхідних засобів та заходів захисту людей від ураження електричним струмом необхідно знати допустимі значення напруг дотику та струмів, що проходять через тіло людини.

Напруга дотику (доторкання) це напруга між двома точками електричного кола, до яких одночасно доторкається людина. Гранично допустимі значення напруги дотику та сили струму для нормального (безаварійного) та аварійного режимів електроустановок при проходженні струму через тіло людини по шляху "рука - рука" чи "рука - ноги" регламентуються ГОСТом 12.1.038-82

У разі виконання роботи в умовах високої температури (понад 25 °С) і відносної вологості повітря (понад 75 %) значення табл 8.1 необхідно зменшити у три рази.

Аварійний режим електроустановки означає, що вона має певні пошкодження, які можуть призвести до виникнення небезпечних ситуацій. Як видно із табл. 8.2, значення істотно залежать від тривалості дії струму.

Гранично допустимі значення сили струму (змінного та постійного), що проходить через тіло людини при тривалості дії понад 1 с нижчі за пороговий невідпускаючий струм, тому за таких значень людина, доторкнувшись до струмовідних частин установки, здатна ще самостійно звільнитися від дії електричного струму.

Вид струму	Нормоване значення	Тривалість дії струму, t, с					
		0,1	0,2	0,5	0,7	1,0	Більше 1,0
Змінний, 50 Гц	$U_{\text{дот}}$, В (не більше)	500	250	100	70	50	36
	$I_{\text{с}}$, мА (не більше)	500	250	100	70	50	6
Постійний	$U_{\text{дот}}$, В (не більше)	500	400	250	230	200	40
	$I_{\text{с}}$, мА (не більше)	500	400	250	230	200	15

Таблиця 8.2. Гранично допустимі значення напруги дотику и та сили струму, що проходить через тіло людини при аварійному режимі електроустановки

апарати з великим опором (трансформатори напруги, компенсаційні котушки тощо).

Найбільш характерними є дві схеми під'єднання людини до електричного кола: між двома фазами електричної мережі (двофазне доторкання) та між однією фазою та землею (однофазне доторкання).

8.6 Технічні способи та засоби захисту

Технічні способи та засоби захисту (ТСЗЗ) поділяють на:

- ТСЗЗ при нормальних режимах роботи електроустановок (ізоляція струмовідних частин, забезпечення недоступності неізольованих струмовідних частин, попереджувальні сигналізація, знаки та написи, застосування малих напруг, захисне розділення електромереж, вирівнювання потенціалів);
- ТСЗЗ при переході напруги на металеві нормально неструмовідні частини електроустановок (захисні заземлення, занулення, вимикання); - електрозахисні засоби та запобіжні пристосування.
- ТСЗЗ при нормальних режимах роботи електроустановок

8.6.1 Ізоляція струмовідних частин

Забезпечується шляхом покриття їх шаром діелектрика для захисту людини від випадкового доторкання до частин електроустановок, через які проходить струм. Розрізняють робочу, додаткову, подвійну та посилену ізоляцію.

Робочою називається ізоляція струмовідних частин електроустановки, яка забезпечує її нормальну роботу та захист від ураження струмом.

Додатковою називається ізоляція, яка застосовується додатково до робочої і у випадку її пошкодження забезпечує захист людини від ураження струмом.

Подвійною називається ізоляція, яка складається з робочої та додаткової. Наприклад, додаткова ізоляція досягається шляхом виготовлення корпусів та рукояток електроустаткування із діелектричних матеріалів (пластмасові

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		89

корпуси ручних електрифікованих інструментів, побутових електропристроїв тощо).

Посиленою називається покращена робоча ізоляція.

Забезпечення недоступності неізольованих струмовідних частин передбачає застосування захисних огорожень, блокувальних пристроїв та розташування неізольованих струмовідних частин на недосяжній висоті чи в недоступному місці.

Захисні огороження можуть бути суцільними та сітчастими. Суцільні огороження (корпуси, кожухи, кришки і т. ін.) застосовуються в електроустановках з напругою до 1000 В, а сітчасті (огорожі, бар'єри) - до і вище 1000 В. Вони повинні встановлюватись на відстані до струмопровідних частин не менше за припустиму.

Якщо під час експлуатації електроустановок передбачений періодичний доступ (для оглядів, технічного обслуговування, ремонтів) до їх огорожених зон, в яких знаходяться неізольовані струмові дні частини, то дверцята, кришки, двері цих огорожень повинні мати блокувальні пристрої. Останні забезпечують зняття напруги зі струмовідних частин у разі відкриття огороження та спробі проникнути в небезпечну зону. Блокувальні пристрої за принципом дії поділяються на механічні, електричні та електронні.

Розташування неізольованих струмовідних частин на недосяжній висоті чи у недоступному місці забезпечує безпеку без захисних огорожень та блокувальних пристроїв. Обираючи необхідну висоту підвісу проводів під напругою, враховують можливість випадкового доторкання до них довгих струмопровідних елементів, інструменту чи транспорту. Так, висота підвісу проводів повітряних ліній електропередач відносно землі при лінійній напрузі до 1000 В повинна бути не меншою ніж 6 м. Розташування неізольованих струмовідних частин у спеціальних приміщеннях чи комірках, що зачиняються на ключ (знімну ручку), обмежує доступ до них сторонніх осіб.

Попереджувальні сигналізація, знаки та написи

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>90</i>

Є пасивними засобами захисту, які не усувають небезпеки ураження, а лише інформують про її наявність. Попереджувальна сигналізація може бути світловою (лампочки, світлодіоди і т. ін.) та звуковою (зумери, дзвінки, сирени). На виробництві широко використовують світлову сигналізацію для попередження про наявність напруги на тих чи інших частинах електроустаткування. Наприклад, при подачі напруги на електроустаткування на пульті керування загоряється сигнальна лампочка "Мережа".

Мала напруга

Застосовується для зменшення небезпеки ураження електричним струмом. До малих напруг належать номінальні напруги, що не перевищують 42 В змінного струму та 110 В постійного струму. За таких напруг струм, що може пройти через тіло людини, є дуже малим і вважається відносно безпечним. Однак гарантувати цілковиту безпеку неможливо, тому поряд з малою напругою використовують й інші способи та засоби захисту.

Малі напруги застосовують у приміщеннях з підвищеною небезпекою (напруга до 42 В включно) та в особливо небезпечних приміщеннях (напруга до 12 В включно) для живлення ручних електрифікованих інструментів, переносних світильників, для місцевого освітлення на виробничому устаткуванні.

Джерелами такої напруги можуть слугувати батареї гальванічних елементів, акумулятори, трансформатори і т. ін. На рис. 3.22 наведено схему знижувального трансформатора, що містить металевий корпус і, магнітопровід 2, екран 3, обмотки низької 4 та високої 5 напруги.

Для захисту від переходу високої напруги в мережу низької напруги вторинну обмотку трансформатора приєднують до нульового проводу або заземлюють (так само як металевий корпус і екран трансформатора).

Для унеможливлення випадкового приєднання електрообладнання з малою напругою живлення до мережі більш високої напруги штепсельні вилки та розетки відповідних напруг мають свої конструктивні відмінності. Отже, застосування малих напруг суттєво зменшує небезпеку ураження електричним

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		91

струмом, однак при цьому зростає значення робочого струму, а відтак і переріз провідників, що, в свою чергу, збільшує витрати кольорових металів (міді, алюмінію). Крім того, при малих напругах істотно зростають втрати електроенергії в мережі, що обмежує її протяжність.

У силу вищеназваних обставин малі напруги мають обмежене використання в електронебезпечних приміщеннях (особливо небезпечних і з підвищеною безпекою) і застосовуються лише для живлення переносного електрообладнання, яке, на відміну від стаціонарних електроустановок, експлуатується в більш важких умовах (зазнає механічних впливів, змін температури, вологості тощо).

Вирівнювання потенціалів

Є способом зниження напруг дотику та кроку між точками електричного кола, до яких можливе одночасне доторкання

людини або на яких вона може одночасно стояти. Вирівнювання потенціалів досягається шляхом штучного підвищення потенціалу опорної поверхні ніг до рівня потенціалу струмовідної частини, а також при контурному заземленні. Вертикальні заземлювачі в контурному заземленні (рис. 3.23) розміщуються як по контуру, так і всередині захищеної зони і з'єднуються сталевими полосами. У разі замикання струмовідних частин на корпус, що приєднаний до такого контурного заземлення, ділянки землі всередині контура набувають високих потенціалів, які наближаються до потенціалу заземлювачів. Завдяки цьому максимальні напруги дотику та кроку Пп знижуються до допустимих значень.

Чим протяжніша та розгалуженіша електромережа, тим меншим є її опір ізоляції та більшою ємність відносно землі. Отже, якщо таку електромережу розділити на низку невеликих мереж (дільниць) такої ж напруги, які мають незначну ємність та великий опір ізоляції, то при цьому значно підвищується безпека експлуатації електроустановок.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		92

8.7 Технічні способи та засоби захисту при переході напруги на нормально неструмовідні частини електроустановок

Захисне заземлення

Застосовують у мережах з напругою до 1000 В з ізольованою нейтраллю та в мережах напругою вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі джерела живлення.

Захисне заземлення - це навмисне електричне з'єднання зі землею або з її еквівалентом металевих частин електроустановки, які нормально не перебувають під напругою, але можуть опинитись під нею в аварійних режимах

Призначення захисного заземлення полягає в тому, щоб у випадку появи напруги на металевих конструктивних частинах електроустановки (наприклад, унаслідок замикання на корпус фази при пошкодженні її ізоляції) забезпечити захист людини від ураження електричним струмом у разі її доторкання до таких частин. Це досягається шляхом зниження до безпечних значень напруг дотику та кроку.

Заземлювальним пристроєм називають сукупність конструктивно з'єднаних заземлювальних провідників та заземлювача. Заземлювач - провідник або сукупність електрично з'єднаних провідників, які перебувають у контакті зі землею або її еквівалентом. Заземлювачі бувають природні та штучні. Як природні заземлювачі використовують електропровідні частини будівельних і виробничих конструкцій, а також комунікацій, які мають надійний контакт із землею (водогінні та каналізаційні трубопроводи, фундаменти будівель і т. ін.).

Захисне занулення - застосовується в чотирьохпровідних мережах напругою до 1000 В з глухозаземленою нейтраллю. Відповідно до

ПУЕ, занулення корпусів електроустановок використовується в тих випадках, що й захисне заземлення.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

Занулення - це навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним проводом металевих частин електроустановки, які нормально не перебувають під напругою, але можуть опинитися під нею в аварійних режимах роботи.

Нульовий захисний провід - це провід, який з'єднує частини, що підлягають зануленню, з глухозаземленою нейтральною точкою обмотки джерела струму або її еквівалентом.

Захисне вимикання застосовується як основний або додатковий захисний засіб у будь-яких електроустановках, але особливо тоді, коли з різних причин важко забезпечити ефективне заземлення чи занулення, а також коли є висока імовірність випадкового доторкання до струмопровідних частин. Такі умови частіше за все виникають у пересувних електроустановках, а також у стаціонарних, що розташовані в районах з поганою провідністю ґрунту. Захисне вимикання є незамінним засобом для ручних електроінструментів, які у значній кількості застосовують у багатьох галузях виробництва.

Захисне вимикання - це швидкодіючий захист, який забезпечує автоматичне вимкнення електроустановки (до 0,2 с) у разі виникнення в ній небезпеки ураження струмом.

8.8 Електрозахисні засоби та запобіжні пристосування

Електрозахисні засоби - це технічні вироби, що переносяться та перевозяться і слугують для захисту людей, які працюють з електроустановками, від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги та електромагнітного поля.

Залежно від призначення електрозахисні засоби поділяються на ізолювальні, огорожувальні та запобіжні.

Ізолювальні електрозахисні засоби - призначені для ізоляції людини від частин електроустановок, що знаходяться під напругою та від землі, якщо людина одночасно доторкається до землі чи заземлених частин електроустановок та струмопровідних частин чи металевих конструктивних елементів (корпусів), які опинилися під напругою.

Розрізняють основні та додаткові ізолювальні електрозахисні засоби.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		94

- До основних належать такі електрозахисні засоби, ізоляція яких упродовж тривалого часу витримує робочу напругу електроустановки, і тому ними дозволяється доторкатись до струмовідних частин, що знаходяться під напругою. До них належать: при роботах у електроустановках з напругою до 1000 В - діелектричні рукавички, ізолювальні штанги, ізолювальні кліщі, покажчики напруги, інструменти з ізолювальними рукоятками, електровимірювальні кліщі; а при роботі в електроустановках напругою понад 1000 В - ізолювальні штанги, електровимірювальні та ізолювальні кліщі, покажчики напруги, покажчик напруги для фазування.

- Додаткові ізолювальні захисні засоби мають недостатні ізолювальні властивості й призначені для підсилення захисної дії основних засобів. Тому вони застосовуються лише одночасно з основними засобами. До додаткових ізолювальних електрозахисних засобів належать: при роботах у електроустановках з напругою до 1000 В - діелектричні калоші, килимки, ізолювальні підставки тощо; при роботах у електроустановках з напругою понад 1000 В - діелектричні рукавички, боти, килимки, ізолювальні підставки та інші засоби захисту.

Огороджувальні електрозахисні засоби (Щити, ширми, екрани, плакати електробезпеки) призначені для захисту працівників, котрі виконують роботи в електроустановках, від випадкового доторкання чи наближення на небезпечну відстань до струмовідних частин, що знаходяться під напругою, а також для тимчасового огороження входів у комірки, камери та проходів у приміщення, в які вхід працівникам заборонений.

Запобіжні електрозахисні засоби та пристосування призначені: для захисту персоналу від випадкового падіння з висоти (запобіжні пояси, страхувальні канати); для забезпечення безпечного піднімання на висоту (ізолювальні драбини, кігті-лази монтерські); для запобігання нещасним випадкам при помилковому або самочинному увімкненні комутаційних апаратів або при наведеній напрузі (переносне заземлення); для захисту від

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		95

- оформлення нарядом, розпорядженням або затвердженням переліку робіт, що виконуються в порядку поточної експлуатації;
- підготовка робочих місць;
- допуск до роботи, нагляд під час виконання робіт;
- переведення на інше робоче місце;
- оформлення перерв у роботі та її закінчення.

Робота в електроустановках стосовно заходів безпеки поділяється на три категорії:

- зі зняттям напруги;
- без зняття напруги на струмовідних частинах та поблизу них;
- без зняття напруги віддалік від струмовідних частин, що перебувають під напругою.

До технічних заходів, які необхідно виконувати в діючих електроустановках для забезпечення безпеки робіт належать:

При проведенні робіт зі зняттям напруги в діючих електроустановках:

- вимкнення установки (частини установки) від джерела живлення електроенергії;
- механічне блокування приводів апаратів, які здійснюють вимкнення, зняття запобіжників, від'єднання кінців лінії, що забезпечує електропостачання, та інші заходи, що унеможливають випадкову подачу напруги до місця проведення робіт;
- вивішування заборонних плакатів на приводах ручного і на ключах дистанційного керування комутаційною апаратурою;
- перевірка відсутності напруги на струмовідних частинах, які слід заземлити для захисту людей від ураження електричним струмом;
- встановлення заземлення (увімкнення заземлюваних ножів);
- встановлення переносних заземлень);
- огороження робочих місць або струмовідних частин, що залишаються під напругою, і вивішування на огороженнях плакатів безпеки;

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		97

При проведенні робіт без зняття напруги на струмовідних частинах та поблизу них:

виконання робіт за нарядом не менш ніж двома працівниками із застосуванням електрозахисних засобів, під постійним наглядом, із забезпеченням безпечного розташування працівників, використовуваних механізмів та пристосувань;

При проведенні робіт без зняття напруги віддалік від струмовідних частин, що перебувають під напругою, є неможливим випадкове наближення працівників і ремонтного оснащення та інструменту, що застосовуються ними, до струмовідних частин на відстань, меншу від допустимої, тому передбачати технічні та організаційні заходи для запобігання такому наближенню не потрібно.

8.10 Надання першої допомоги при ураженні електричним струмом

Після припинення дії електричного струму на людину необхідно викликати лікаря, а до його прибуття надати потерпілому необхідну допомогу. Заходи долікарської допомоги залежать від стану, в якому перебуває потерпілий. Для оцінки стану потерпілого перевіряють наявність у нього свідомості, дихання, пульсу. Потерпілий, після звільнення від дії електричного струму, зазвичай може перебувати в одному з трьох станів:

- при свідомості;
- непритомний, однак у нього є дихання та пульс;
- у стані клінічної смерті (відсутнє дихання та не прощупується пульс).

Якщо потерпілий при свідомості, то його необхідно покласти на підстилку з тканини чи одягу, створити приплив свіжого повітря, розстібнути одяг, що стискає та перешкоджає диханню, розтерти та зігріти тіло і забезпечити спокій до прибуття лікаря. Потерпілому, що знаходиться в непритомному стані, треба дати понюхати нашатирний спирт або збризнути обличчя холодною водою. Коли потерпілий прийде до тями, дати йому випити 15-20 крапель настоянки валеріани та гарячого чаю.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		98

За відсутності ознак життя (дихання та пульсу) потрібно негайно розпочати серцево-легеневу реанімацію (СЛР); адже імовірність успіху тим менша, чим більше часу минуло від початку клінічної смерті. До заходів СЛР належать штучне дихання та непрямий (закритий) масаж серця. Штучне дихання виконується способом "з рота в рот" або "з рота в ніс". Людина, яка надає допомогу, робить видих зі своїх легень у легені потерпілого безпосередньо в його рот чи ніс; у повітрі, що видихається людиною є ще досить кисню. Попередньо потерпілого необхідно покласти спиною на тверду рівну поверхню, звільнити від одягу, що стискає (розстебнути комір сорочки, пасок, послабити краватку), підкласти під лопатки невеликий валик з будь-якого матеріалу (можна з одягу), відхилити голову максимально назад

Перш ніж розпочати штучне дихання, необхідно переконатися в прохідності верхніх дихальних шляхів, які можуть бути закриті запалим язиком, сторонніми предметами, накопиченим слизом.

При проведенні штучного дихання слід бути уважним: коли у потерпілого з'являються перші ознаки слабкого поверхневого дихання, необхідно до нього пристосувати ритм штучного дихання.

Необхідно зазначити, що існують спеціальні засоби для штучного дихання, які, перш за все, дозволяють уникнути прямого контакту між ротом потерпілого та ротом рятувальника. Саме ця обставина іноді створює своєрідний психологічний бар'єр у невідготовленого рятувальника. Для того, щоб не завдати шкоди потерпілому, рятувальник повинен уміти користуватись такими засобами. Загалом, застосування спеціальних засобів штучного дихання не суттєво сприяє підвищенню якості реанімації та, найголовніше, призводить до втрати часу, що може іноді виявитись вирішальним для життя потерпілого.

У випадку зупинки серця, яку можна визначити за відсутністю у потерпілого пульсу на сонній артерії та розширенням або у разі фібриляції серця,

При необхідності проведення непрямого масажу серця потерпілого кладуть спиною на тверду поверхню (підлога, стіл), оголюють його грудну

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		99

клітку, розстібають пасок. Рятівник стає ліворуч або праворуч від потерпілого, поклавши на нижню третину грудної клітки кисті рук (одна на одну), енергійно (поштовхами) натискає на неї. Натискати потрібно досить різко, використовуючи при цьому масу власного тіла, і з такою силою, щоб грудна клітка прогиналась на 4-5 см у бік хребта. Необхідна частота становить 60-65 натиснень на хвилину.

Масаж серця необхідно поєднувати зі штучним диханням. Якщо СЛР виконує одна людина, то заходи щодо рятування потерпілого необхідно проводити в такій послідовності: після двох глибоких вдунань у рот чи ніс зробити 15 натиснень на грудну клітку, потім знову повторити два вдунання і 15 натиснень для масажу серця і т. ін. Якщо допомогу надають двоє рятівників, то один повинен робити штучне дихання, а інший - непрямий масаж серця, причому під час вдунання повітря масаж серця припиняють. Після одного вдунання повітря в легені потерпілого необхідно п'ять разів натиснути на його грудну клітку.

Заходи щодо оживлення можна вважати ефективними, якщо звузились зіниці; шкіра почала рожевіти (у першу чергу, шкіра верхньої губи); при масажних поштовхах явно відчувається пульс на сонній артерії. Штучне дихання та непрямий масаж серця необхідно виконувати доти, поки у потерпілого повністю не відновиться дихання та робота серця або поки не прибуде швидка медична допомога.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		100

9. Шварцбурд, Б. И. Технология производства гидравлических машин [Текст] : учебник / Б. И. Шварцбурд. – М. : Машиностроение, 1978. – 352 с. + Гриф МОН. – 1-20.
10. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пос. / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1987. - 416 с.
11. Охрана труда в машиностроении [Текст] : учебник / Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др.; Под ред.: Е.Я. Юдина, С.В. Белова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 432 с. + Гриф МОН. – 1-10.
12. Гандзюк, М. П. Основы охорони праці [Текст] : підручник / М. П. Гандзюк, Є. П. Желібо, М. О. Халімовський. – 5-те вид. – К. : Каравела, 2010. – 384 с. + Гриф МОН. – 64-00.
13. Охорона праці в галузі [Текст] : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білик ; Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Кам'янець-Подільський національний університет імені Івана Огієнка. – К. : ЦУЛ, 2013. – 322 с. – ISBN 978-617-673-189-4 : 75-00.
14. Дегтяренко, О. Г. 3096 Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту [Текст] : для студ. спец. 7.090209 "Гідравлічні і пневматичні машини" усіх форм навчання / О. Г. Дегтяренко. – Суми : СумДУ, 2011. – 31 с. – 3-40.
15. Белецкий Д. Г. Технология насосострения / Д. Г. Белецкий. – М. : Машиностроение, 1956. – 511 с.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		102

