

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 типу СКО на задані
параметри $Q= 60 \text{ м}^3/\text{год}$, $H= 45 \text{ м}$ »

зі спеціальності 131 Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика

Виконавець роботи Хоменко Тарас Анатолійович

Науковий керівник Панченко Віталій Олександрович

Суми 2022

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ВИБРАНОГО НАСОСА.....	5
2 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ШВИДКОХІДНОСТІ.....	7
3 РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТРУ КОРИСНОЇ ДІЇ НАСОСА.....	8
4 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	11
4.1 ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРУ ВАЛУ 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 З РОБОЧОГО КОЛЕСА	18
5 РОЗРАХУНКИ ОБ'ЄМНИХ ТА МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ. УТОЧНЕННЯ ОБ'ЄМНОГО, МЕХАНІЧНОГО ТА ПОВНОГО КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ.....	20
5.1 ОБ'ЄМНІ ВИТРАТИ.....	20
5.2 МЕХАНІЧНІ ВИТРАТИ.....	25
6 РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ.....	28

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>			
<i>Вим.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка відцентрового насосу Q=60, H=45</i> <i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркцш</i>	<i>Аркцив</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Хоменко</i>						2	60
<i>Перевір.</i>	<i>Панченко</i>							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Алексеєнко</i>							
<i>Затвер.</i>						<i>СимДУ, зр. ГМ-81-0</i>		

6.1 ОСЬОВІ СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА РОТОР.....	28
6.2 РАДІАЛЬНА СИЛА.....	32
7 РОЗРАХУНОК НА КАВІТАЦІЮ.....	34
8 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	35
9. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.....	38
9.1 РОЗРАХУНОК ВАЛА.....	38
9.1.1 РОЗРАХУНОК РЕАКЦІЙ В ОПОРАХ.....	38
9.1.2 ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА.....	40
9.2 РОЗРАХУНОК ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ.....	44
9.2.1 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ ВАЛА З КОЛЕСОМ.....	44
9.2.2 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ ВАЛА З КОЛЕСОМ.....	46
10 ВИБІР ПІДШИПНИКІВ. ТА РОЗРАХУНКИ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ.....	49
11. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	52
11.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	52
11.2 ПОНЯТТЯ ПРО «ЧИСТЕ ПОВІТРЯ».....	53
11.3 ШКІДЛИВІ РЕЧОВИНИ ТА ЇХ НЕБЕЗПЕКА.....	54
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	56

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

Вступ

Темою бакалаврської роботи є проектування насосу типу СКО на задані параметри $Q= 60 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=45 \text{ м}$, рідина що перекачується – суспензія с частками до 30% по масі $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, частота обертів $n = 3000 \text{ об/хв}$. Була обрана конструкція консольного горизонтального насосу, колесо відкритого типу, комбінованим ущільненням що складається з сальника там імелера, підшипниками кочення там приводом від електродвигуна.

Умовне позначення насоса СКО 60/45:

- С- виконання для цукрового виробництва;
- Тип і конструктивне виконання К- консольний ;
- О- робоче колесо відкритого типу;
- Подача насоса 60 ($\text{м}^3/\text{год}$);
- Напір насоса 45 (м).

Насоси відцентрові консольні СКО застосовуються для цукрового виробництва, комунально-житлових підприємств та інших галузей промисловості. Середовище що перекачується: суспензії з вмістом зважених часток до 30% за масою, соки, сиропи, вапнякове молоко, вода та інші технологічні рідини.

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		4

1. Опис конструкції вибраного насоса

Конструкція: насос горизонтальний, консольний з осьовим підводом перекачуваної рідини. Базовою деталлю є корпус спіральний з опорними лапами. Напірний патрубок насоса розташований вертикально вгору. Встановлення комбінованого кінцевого ущільнення суттєво знижує зовнішні витоки. Необхідна при перекачуванні кристалічних середовищ промивка насоса після зупинки здійснюється паром без його розбирання. У якості опор ротора застосовуються підшипники кочення. Змащування за вибором споживача – рідка або консистентна. Розвантаження підшипників від осьових навантажень здійснюється імпелером. Привід насоса здійснюється через з'єднувальну пружну втулково-пальцеву муфту. Напрямок обертання ротора за часою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

До корпусу насоса кріпиться виїзної частини, що складається з статорних та роторних деталей. До фланця кронштейна, з боку півмуфти насоса, за допомогою болтів кріпиться стойка. За допомогою стойки та лап, виконаних на корпусі, насос кріпиться до фундаментної рами. Основною деталлю виїзної частини є кронштейн, у розточках якого встановлені підшипники кочення, які є опорами ротора насоса. Ротор насоса складається з валу, робочого колеса, імпелера, захисної гільзи, півмуфти насоса, кріпильних та інших деталей.

У насосі встановлено комбіноване кінцеве ущільнення, що складається з імпелера та сальникової набивки. Розрізні кільця м'якої сальникової набивки піджимаються буксами.

										Арк.
										5
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата	131.04BP.000.00 ПЗ					

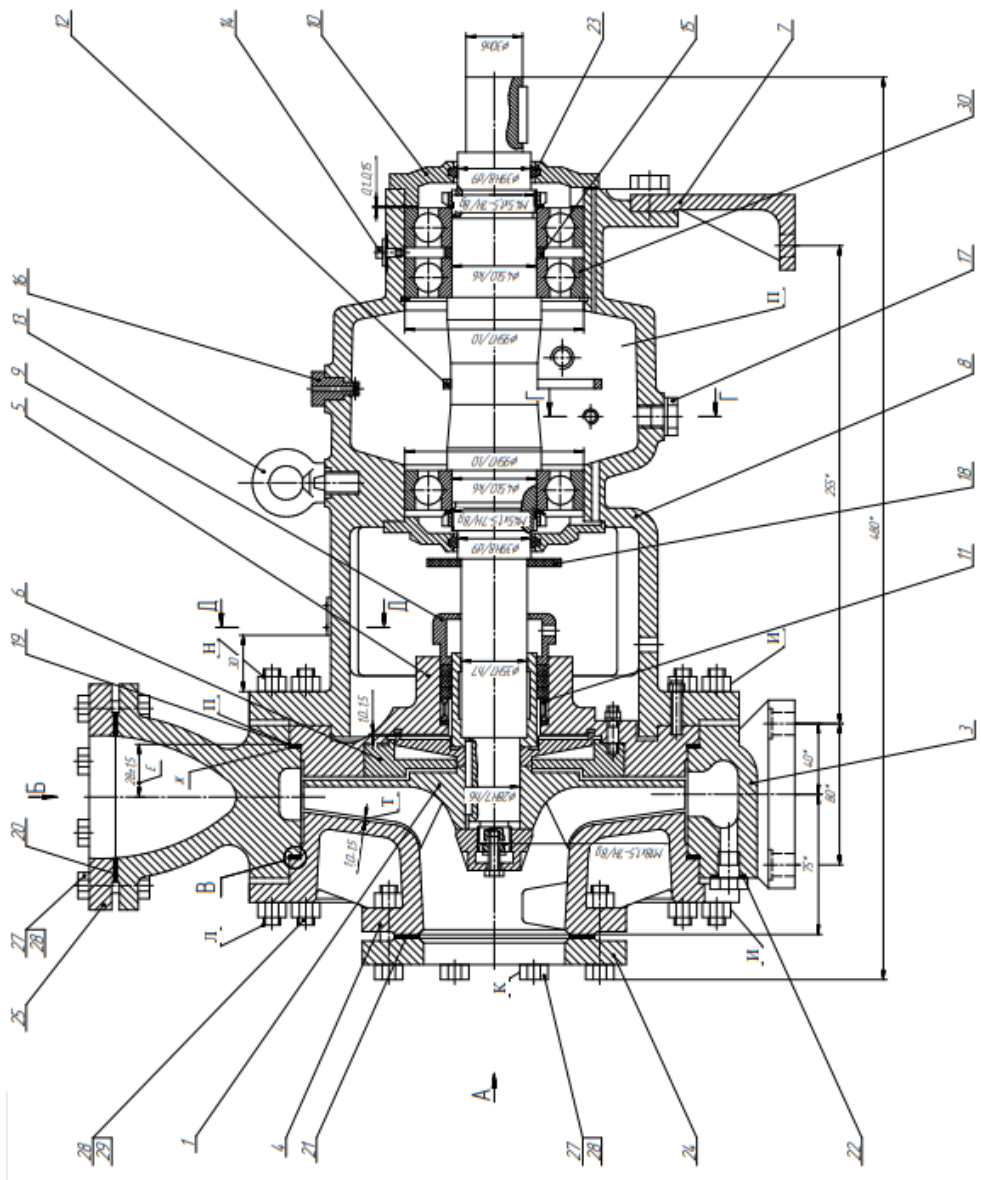


Рисунок 1.1

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.04BP.000.00 ПЗ

Арк.
6

2. Визначення коефіцієнту швидкохідності

Основні параметри для визначення розмірів робочого колеса насосу:

- подача насоса $Q = 60 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;
- напір насоса $H_M = 45 \text{ м}$;
- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = \frac{60}{1} = 60 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,0166 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
- частота обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкохідності

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,0166}}{45^{0,75}} = 81,20$$

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

									Арк.
									7
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата	131.04BP.000.00 ПЗ				

3. Розрахунок коефіцієнту корисної дії насосу.

За формулою Суханова визначаємо приведений діаметр робочого колеса, мм:

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

де $K_{вх} = 3,5$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса (більші значення $K_{вх}$ беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

$$D_{np} = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,0166}{3000}} = 0,0619 \approx 0,062 \text{ м}$$

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

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

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,062 - 0,172)^2} = 0,951$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Внутрішній механічний ККД

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

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 81,2^{-2}} = 0,889$$

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

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

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 81,2^{\frac{2}{3}}} = 0,965$$

$$Q_{p.k.} = \frac{0,0166}{0,965} = 0,0172 \text{ (м}^3/\text{с)}$$

$$\eta_{заг} = 0,889 \cdot 0,951 \cdot 0,95 \cdot 0,965 = 0,775$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

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.

$$N = \frac{1300 \cdot 9,81 \cdot 0,0166 \cdot 45}{0,775} = 12292 \text{ Вт} = 12,3 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

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

$$H_T = \frac{45}{0,951} = 47,31 \text{ (м)}$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

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

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_{\text{к}}]}} \quad (4.1.1)$$

де $[\tau_{\text{к}}] = 10$ МПа - занижене максимальне напруження на кручення, МПа (при $\alpha = 1$).

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

$$M = \frac{N_{\text{max}} \cdot 30}{\pi} \quad (4.1.2)$$

N_{max} - максимальна потужність насоса, Вт;

$$N_{\text{max}} = 1,1 \cdot N \quad (4.1.3)$$

$$N_{\text{max}} = 1,1 \cdot 12292 = 13521 = 13,5 \text{ (кВт)}$$

$$M = \frac{13521 \cdot 30}{3,14 \cdot 3000} = 43,03 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 43,03}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ (м)}$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		11

Отримане значення діаметра округляють згідно ГОСТ 12080-66.
Приймаємо $d_g = 25$ мм.

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B \quad (4.1.4)$$

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot 0,025 = 0,0325 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_{BT} = 32$ мм

4.2 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{np}^2 + d_{em}^2} \quad (4.2.1)$$

$$D_0 = \sqrt{0,062^2 + 0,032^2} = 0,07 \text{ (м)}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{np}^2} \quad (4.2.2)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,0172}{3,14 \cdot 0,062^2} = 5,7 \text{ (м/с)}$$

Визначимо орієнтовне значення діаметра положення вхідної кромки

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0 \quad (4.2.3)$$

$$D_1 = 0,056 \text{ м}$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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:

$$V_{1m} = k_1 \cdot V'_{1m} \quad (4.2.4)$$

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

Прийmemo $k_1 = 1,15$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 5,7 = 6,55 \text{ (М/с)}$$

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

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} \quad (4.2.5)$$

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:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (4.2.6)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,056 \cdot 3000}{60} = 8,8 \text{ М/с}$$

Кут потоку на вході:

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		13

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{6,55}{8,8} = 36,68^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (4.2.7)$$

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 $\Delta\beta = 3^\circ$

$$\beta_1 = 36,68^\circ + 3^\circ = 39,68^\circ$$

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 $s_1 = 4,5$ мм.

4.4 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (4.4.1)$$

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,0045}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,056 \cdot \sin 39,68^\circ}} = 1,21$$

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:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m}} \quad (4.4.2)$$

$$b_1 = \frac{0,0172}{3,14 \cdot 0,056 \cdot 6,55} = 0,015 \text{ (м)}$$

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:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n} \quad (4.5.1)$$

де $m_2 = 19.1$ при $n_s \leq 100$

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		15

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 45}}{3000} = 0,189 \text{ (м)}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m} \quad (4.5.2)$$

$$V'_{2m} = 1,0 \cdot 5,7 = 5,7 \text{ (м/с)}$$

Меридіанна швидкість з урахуванням стиснення на виході з робочого колеса

$$V_{2m} = V'_{2m} \cdot k_2, \quad (4.5.3)$$

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

$$V_{2m} = 5,7 \cdot 1,05 = 5,985 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)$$

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

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (4.5.4)$$

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

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65 \quad (4.5.5)$$

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 81,2^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 81,2 + 2,65 = 1,54$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[1,54 \cdot \frac{1,05}{1,15} \cdot \frac{5,985}{6,55} \cdot \sin 39,68^\circ \right] = 55,08^\circ$$

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

4.6 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Уточнений зовнішній діаметр робочого колеса знаходиться з виразу

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n} \quad (4.6.1)$$

де U_2 - колова швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1} \quad (4.6.2)$$

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

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

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} \quad (4.6.3)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправку K_z на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p} \quad (4.6.4)$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2} \quad (4.6.5)$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (4.6.6)$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \sin 55,08^\circ = 1,09$$

$$p = 2 \cdot \frac{1,09}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,056}{0,189}\right)^2} = 0,34$$

Поправка на кінцеве число лопатей за формулою (4.6.7)

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,34} = 0,74$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей за формулою (4.6.8)

$$H_{T\infty} = \frac{45}{0,951 \cdot 0,74} = 63,94 \text{ (м)}$$

За формулою (5.20) визначаємо колову швидкість на виході із РК:

$$U_2 = \frac{5,985}{2 \operatorname{tg} 55,08^\circ} + \sqrt{\left(\frac{5,985}{2 \operatorname{tg} 55,08^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 63,94 + 0} = 27,22 \text{ (м/с)}$$

Уточнений зовнішній діаметр РК за формулою (5.19):

$$D_2 = \frac{60 \cdot 27,22}{3,14 \cdot 3000} \approx 0,17 \text{ (м)}$$

4.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Визначивши, $s_2 = s_1 = 4,5$ мм та $D_2 = 0,17$ м уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$k'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (4.7.1)$$

$$k'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,0045}{3,14 \cdot 0,17 \cdot \sin^\circ}} = 1,04$$

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

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

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

Ширину робочого колеса на виході знаходять з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_2 V_{2m}} \quad (4.7.2)$$

$$b_2 = \frac{0,0172}{3,14 \cdot 0,17 \cdot 5,985} = 0,00538 \text{ (м)} \approx 0,005 \text{ (м)}$$

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою:

$$q = \mu \cdot f_y \cdot \sqrt{2gh_y}, \quad (5.1.3)$$

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

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}, \quad (5.1.4)$$

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):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,12 - 0,15, \quad (5.1.5)$$

- для ущільнень насосів малих розмірів ($r_{\delta 1} < 50$ мм):

									Арк.
									21
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.04BP.000.00 ПЗ				

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,2 - 0,25, \quad (5.1.6)$$

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

Звідси:

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

На основі статистичного аналізу зазорів в ущільненнях відцентрових насосів отримано:

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

$$\delta_1 = \frac{r_{y1}}{500}, \text{ мм} \quad (5.1.7)$$

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

$$\delta_1 = 0,2 - 0,3 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta_1 = 0,27$ 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:

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		22

$$f_y = 2\pi r_{y1} \delta_1 \quad (5.1.8)$$

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

Напір, що втрачається в ущільненні:

$$h_y = H_p - \frac{U_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2} \right)^2 \right]^2, \quad (5.1.9)$$

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:

$$H_p = H_T \eta_{г.к.} \left(1 - \frac{gH_T}{2U_2^2} \right), \quad (5.1.10)$$

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

H_T – теоретичний напір, м.

Колова швидкість на виході з робочого колеса знаходиться за формулою:

$$U_2 = \omega r_2, \quad (5.1.11)$$

де $r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{0,17}{2} = 0,085$ м – радіус зовнішнього діаметра робочого колеса

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

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (5.1.12)$$

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

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

Звідси знаходимо значення колової швидкості на виході з робочого колеса:

$$U_2 = 314 \cdot 0,085 = 26,69 \text{ М/с}$$

Потенційний напір робочого колеса становить:

$$H_p = 47,31 \cdot \sqrt{0,889} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 47,31}{2 \cdot 26,69^2}\right) = 30,07 \text{ м}$$

Напір, що втрачається в ущільненні складає:

$$h_y = 30,07 - \frac{26,69^2}{8 \cdot 9,81} \left[1 - \left(\frac{0,0525}{0,085}\right)^2\right]^2 = 26,59 \text{ м}$$

Протікання через передне ущільнення робочого колеса рівне:

$$q = 0,612 \cdot 8,906 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 26,59} = 12,4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

Таким чином, об'ємний ККД складає:

$$\eta_{об} = \frac{8,89 \cdot 10^{-3}}{8,89 \cdot 10^{-3} + 1,24 \cdot 10^{-3}} = 0,877$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		24

5.2 Механічні втрати

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

$$\eta_m = \eta_{\text{мвн}} \eta_{\text{мзовн}}, \quad (5.2.1)$$

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

$\eta_{\text{мзовн}}$ - 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.

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:

$$N_{\text{дт}} = 0,0196 C_f \rho R_2^5 \omega^3, \quad (5.2.2)$$

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:

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f \quad (5.2.3)$$

де C_{f0} – коефіцієнт тертя без урахування витікань

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
						25
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Звідси:

$$\eta_{\text{М}} = 0,957 \cdot 0,98 = 0,938$$

Повний ККД:

$$\eta = \eta_{\text{Г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{М}}, \quad (5.2.8)$$

$$\eta = 0,951 \cdot 0,877 \cdot 0,938 = 0,782$$

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

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

Звідси, осьова сила T_1 рівна:

$$T_1 = 13000 \cdot 3,14 \cdot (0,05^2 - 0,025^2) \cdot \left[30,07 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,085^2 - \frac{0,05^2 + 0,025^2}{2} \right) \right] = 1758 \text{ Н}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho Q V_0, \quad (6.1.3)$$

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

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{\text{пр}}^2}, \quad (6.1.4)$$

Тому:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,0166}{3,14 \cdot 0,062^2} = 5,498 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьова сила T_2 :

$$T_2 = 1300 \cdot 0,0166 \cdot 5,498 = 118 \text{ Н}$$

Осьова сила T_3 визначається за формулою:

$$T_3 = \frac{\pi d_{\text{вТ}}^2}{4} (P_{\text{атм}} - P_{\text{вх}}), \quad (6.1.5)$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		29

де $d_{\text{вт}} = 0,032\text{ м}$ – діаметр втулки робочого колеса;

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

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

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{н.п.}} + \rho g \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2}, \quad (6.1.6)$$

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:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (6.1.7)$$

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.

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		30

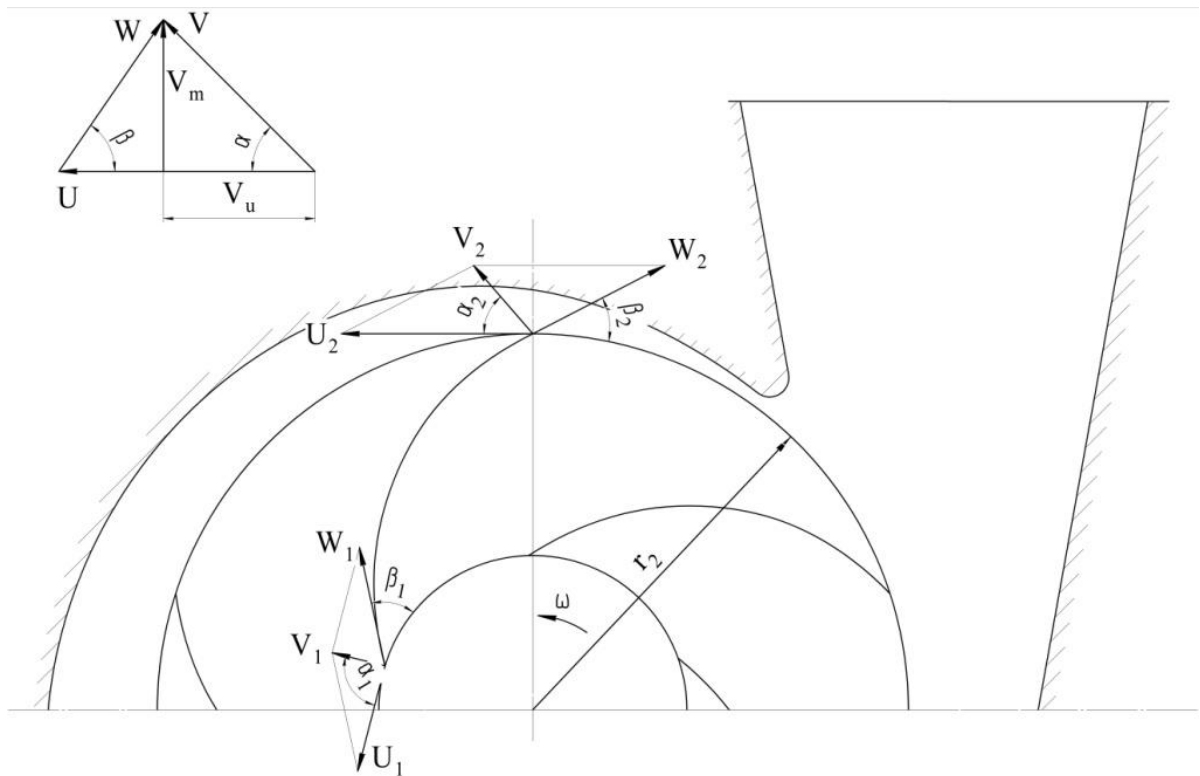


Рисунок 5.10 - Трикутники швидкостей в робочому колесі

Швидкість W_1 визначають з трикутника швидкостей (див. рис. 5.10):

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin\beta_1}, \quad (6.1.8)$$

де $\beta_1 = 39,68^\circ$ - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо.

V_{1m} - меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с. $V_{1m} = 6,55$ м/с

Відносна швидкість на вході в робоче колесо становить:

$$W_1 = \frac{6,55}{\sin 39,68^\circ} = 10,25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас складає:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{5,498^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{10,25^2}{2 \cdot 9,81} = 3,45 \text{ м}$$

Тиск на вході в робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 22314 + 1300 \cdot 9,81 \cdot 3,45 - 1300 \cdot \frac{5,498^2}{2} = 46663 \text{ Па}$$

Осьова сила T_3 становить:

$$T_3 = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} (101337 - 46663) = 43,97 \text{ Н}$$

Таким чином осьова сила від робочого колеса рівна:

$$T = 1758 - 118 + 43,97 = 1684 \text{ Н}$$

6.2 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

$$R = K_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2, \quad (6.2.1)$$

						131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата			32

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:

$$R_{\text{max}} = K_R \gamma H D_2 b_2, \quad (6.2.2)$$

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.

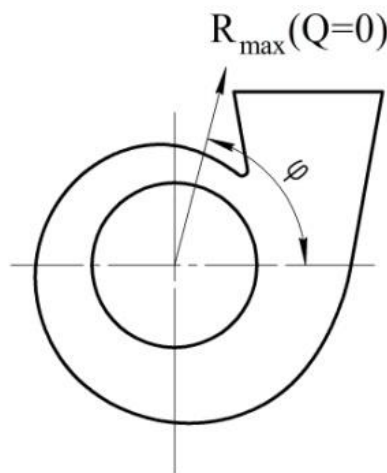


Рисунок 5.11 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot 13000 \cdot 45 \cdot 0,17 \cdot 0,005 = 179 \text{ Н}$$

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

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		33

7 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:

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (5.71)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,0166}}{3,45^{3/4}} = 858$$

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

При кавітаційному коефіцієнті швидкохідності $C = 858$, то проєктований насос при заданій висоті всмоктування буде мати добрі анти кавітаційні показники.

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		34

8. Розрахунок приводу насоса. Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (8.1)$$

$$N = \frac{1300 \cdot 9,81 \cdot 0,0166 \cdot 45}{0,782} = 12182 \text{ Вт} = 12,2 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт} \quad (8.2)$$

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

$$N = 1,2 \cdot 12182 = 14618 \text{ Вт}$$

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

Обрано асинхронний двигун АИР200S2, який має потужність 15 кВт та частоту обертання 3000 об/хв.



					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		35

Рисунок 6.1 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР160S2

Загальнопромислові уніфіковані асинхронні електродвигуни АИР 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 6.1 – Технічні характеристики електродвигуна АИР160S2

Модель	Потужність	Напруга	Струм	Частота обертання	ККД	cosφ	M _{max} /	M _n /	I _n /
	кВт	В	А	об/хв	%		M _H	M _H	I _H
АИР200М2	15	380	71	3000	90,5	0,89	3	2,1	7

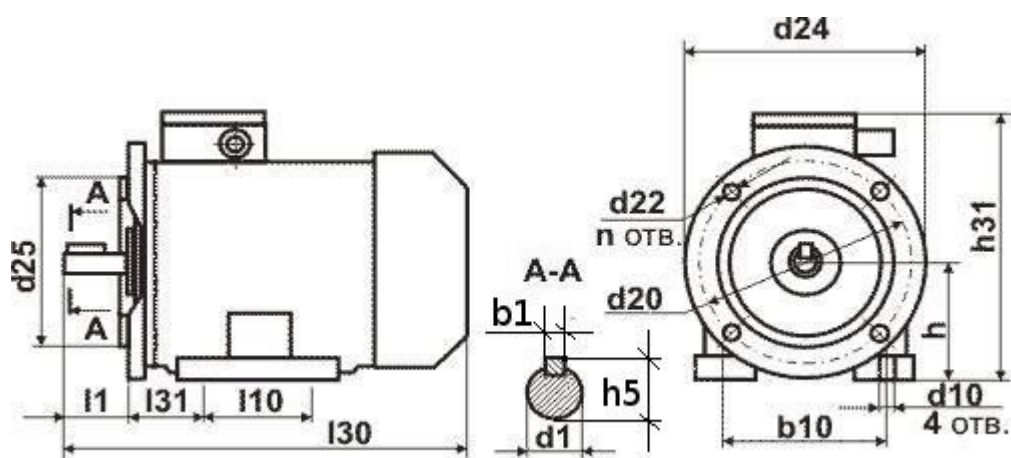


Рисунок 6.2 – габаритне креслення електродвигуна серії АИР виконання

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

ІМ1081

Таблиця 6.2 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна АИР132М2У2

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
АИ Р20 0S2	2	770	505	450	110	267	133	55	19	400	19	350	318	8	28	200	18	5	59	16

9. Розрахунки на міцність

9.1 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, зважають їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

9.1.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R_{max}$ (див. рис. 8.1), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

Вага робочих коліс є мінімальним навантаженням, яким можна знехтувати.

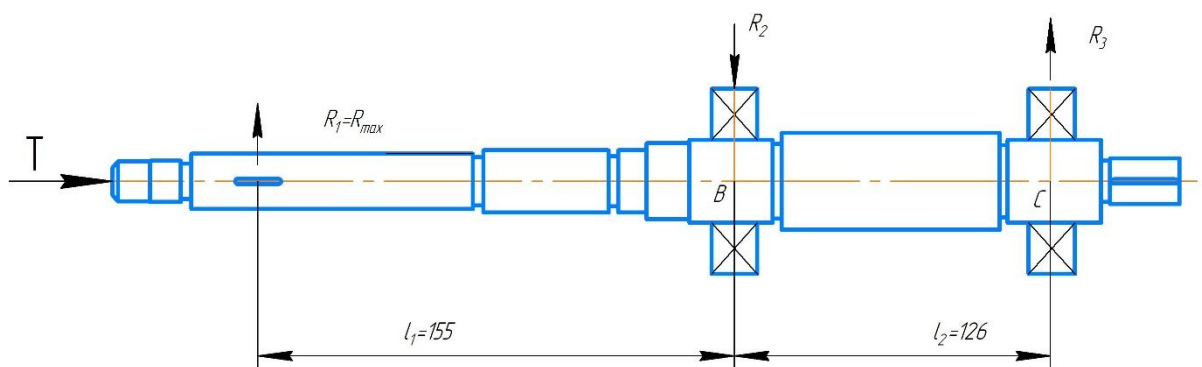


Рисунок 8.1 - Схема навантаження вала насоса

										Арк.
										38
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.04BP.000.00 ПЗ					

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = -R_1(l_1 + l_2) + R_2l_2, \quad (9.1.1.1)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (9.1.1.2)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{179 \cdot (155 + 126)}{126} = 399,19 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = -R_1l_1 + R_3l_2. \quad (9.1.1.3)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1l_1}{l_2}. \quad (9.1.1.4)$$

Таким чином:

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$R_3 = \frac{179 \cdot 155}{126} = 220,2 \text{ Н}$$

9.1.2 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (9.1.2.1)$$

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:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (9.1.2.2)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (9.1.2.3)$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		40

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, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

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

Межі витривалості вала знаходяться за формулами (8.8) та (8.9):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа} \quad (9.1.2.4)$$

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

Звідси:

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

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \quad (9.1.2.5)$$

Тому:

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

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{II}^3}, \text{ МПа} \quad (9.1.2.6)$$

Де d_{II} – діаметр вала під підшипниками, $d_{II} = 45 \text{ мм} = 0,045 \text{ м}$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		41

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 5.1:

$$M_{зг.max} = R_1 l_1. \quad (9.1.2.7)$$

Звідси:

$$M_{зг.max} = 179 \cdot 0,155 = 27,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{27,745}{0,1 \cdot 0,045^3} = 3,04 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \quad (9.1.2.8)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 1684}{3,14 \cdot 0,045^2} = 1,058 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа}, \quad (9.1.2.9)$$

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

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (9.1.2.10)$$

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

де N_{max} – максимальна потужність, $N_{max} = 1,1N$

$$N_{max} = 1,1 \cdot 12182 = 13400 \text{ Вт}$$

Тоді:

$$M_{max} = \frac{13400}{3140} = 42,6 \text{ Н}$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{42,5}{0,2 \cdot 0,045^3} = 1,16 \text{ МПа}$$

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

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

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,7} \cdot 3,04 + 0,275 \cdot 1,058} = 40,32$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,7} \cdot 1,16 + 0,1 \cdot 1,16} = 94$$

$$S = \frac{40,32 \cdot 94}{\sqrt{40,32^2 + 94^2}} = 37,05 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		43

9.2 Розрахунок шпонкового з'єднання

9.2.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом 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:

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (9.2.1.1)$$

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

M_{max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, м:

$$l_p = l - b. \quad (9.2.1.2)$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		44

Звідки:

$$l_p = 30 - 10 = 20 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 42,6}{0,036 \cdot 0,02 \cdot (0,008 - 0,005)} = 39,44 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (9.2.1.3)$$

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ - 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:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (9.2.1.4)$$

$$\sigma_{зм} = 40,331 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		45

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b}. \quad (9.2.1.5)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 42,6}{0,036 \cdot 0,030 \cdot 0,01} = 7,88 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}. \quad (9.2.1.6)$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм} \quad (9.2.1.7)$$

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 7,88 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

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

Вихідні дані для розрахунку:

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

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

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 (9.2.1.2):

$$l_p = 40 - 10 = 30 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці визначається за формулою (9.2.1.1):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 42,6}{0,032 \cdot 0,03 \cdot (0,008 - 0,005)} = 29,58 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання в шпонці за формулою (9.2.1.3) рівне:

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова (9.2.1.4):

$$\sigma_{зм} = 29,58 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз

Напруження на зріз шпонки визначається за формулою (9.2.1.5):

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 42,6}{0,032 \cdot 0,04 \cdot 0,01} = 6,65 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зріз шпонки за формулою (9.2.1.7) рівне:

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

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова (9.2.1.5):

$$\tau_{зр} = 6,65 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

10 Вибір підшипників. Та розрахунки 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:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (10.1)$$

де $F_r = R_2 = 399 \text{ Н}$, $F_a = T = 1684 \text{ Н}$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

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

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$F_a / C_0 = 1684 / 63000 = 0,026,$$

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

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

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1684}{1 \cdot 399} = 4,2.$$

Оскільки відношення $(\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 4,2) > (e = 0,253)$, приймаємо $X = 0,56$, $Y = 1,759$.

Тоді

$$P = (0,56 \cdot 399 + 1,759 \cdot 1684) \cdot 1 \cdot 1 = 3185 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} \quad (10.2)$$

Звідки:

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$L_{hp} = \left(\frac{100000}{3185} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 171948 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (10.3)$$

$$L_{hp} = 171948 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

11. Розділ з охорони праці

11.1 Загальні відомості

Повітряне середовище (атмосфера), що нас оточує, є найважливішим фактором забезпечення нашого життя та має визначені фізичні та хімічні властивості. Фізичні властивості можуть бути представлені параметрами мікроклімату (температура, вологість, швидкість руху повітря, барометричний тиск), іонним складом, електромагнітними і акустичними полями тощо. Іншим найважливішим показником якості повітряного середовища є його хімічний склад, обумовлений природним складом повітря і різними забрудненнями.

У виробництві природні (фонові) параметри повітря додатково забруднюються викидами різних технологічних процесів (в основному при спалюванні палива, термічній і механічній обробці матеріалів, хімічних процесах).

Атмосферне повітря ніколи не буває абсолютно чистим. Загальна кількість забруднень, що знаходиться постійно в атмосферному повітрі над планетою, складає близько 10 млн т, що обумовлено як виробничою діяльністю людини, так і природними процесами, що протікають у природі.

Наше відчуття на нюх не здатне сигналізувати про наявність у повітрі деяких шкідливих речовин, наприклад, оксиду та діоксиду вуглецю, оксидів азоту та інших речовин. В той же час, коли ми і відчуваємо присутність у повітрі незначної кількості отруйних речовин (таких як синильна кислота), наш організм не відповідає на це захисною реакцією. Реакція організму настає із запізненням, коли отрута вже накопичилась в організмі в значній кількості і стала небезпечною для життя. Ступінь отруєння залежить як від кількості отрути, що потрапила в організм, так і від індивідуальної чутливості організму людини до дії конкретної шкідливої речовини.

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Ці гази потрапляють у повітря завдяки існуванню вільного озону O_3 в поверхневих шарах атмосфери, а також процесам гноїння та розкладання (NH_3 , CO , CH_4 , N_2O) або атмосферними явищами (NO_2).

Чистим вважається повітря, не забруднене твердими, рідкими та газоподібними речовинами і газами, які змінюють його природний склад.

Тверді, рідкі або газоподібні речовини будь-якого ряду і походження, що потрапляють у повітря і змінюють його природний склад називають емісіями. Існує ще поняття іммісія - це забруднюючі атмосферне повітря речовини, що присутні в атмосфері в безпосередній близькості від зони своєї дії, як правило, на висоті 1,5 км від поверхні землі або верхньої межі рослинності, або на відстані 1,5 км від поверхні будівлі.

Емісії - це забруднення техногенного походження. В технічній літературі користуються поняттям “забруднення”, “шкідливі речовини” в тих випадках, коли ці речовини присутні у повітрі в концентраціях шкідливих і небезпечних для флори та фауни Землі. [11]

Всесвітня організація охорони здоров'я (ВОЗ) дає таке визначення: “Забруднення повітря має місце в такому випадку, коли забруднююча повітря речовина або декілька речовин присутні в атмосфері в такій кількості і протягом такого часу, що спричиняють шкоду або можуть сприяти шкоді людям, тваринам, рослинам та майну, або можуть привести до погіршення здоров'я людини або стану майна, які не піддаються обліку”.

11.3 Шкідливі речовини та їх небезпека

Шкідлива речовина – це речовина, що контактуючи з організмом людини, може викликати захворювання чи відхилення у стані здоров'я як під

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		54

час впливу речовини, так і в подальший період життя теперішнього і наступних поколінь. [12]

На промислових підприємствах повітря робочої зони може забруднюватися шкідливими речовинами, які утворюються в результаті технологічного процесу, або містяться в сировині, продуктах та напівпродуктах і відходах виробництва. Ці речовини потрапляють у повітря у вигляді пилу, газів або пари і діють негативно на організм людини. В залежності від їх токсичності та концентрації в повітрі можуть бути причиною хронічних отруень або професійних захворювань. [11]

Надходження шкідливих речовин у повітря робочої зони може бути визвано слідуючими фізико-хімічними процесами:

- витоком в результаті різниці тисків в обладнанні та зовнішньому середовищі;
- турбулентним та молекулярним переносом у результаті різниці парціальних тисків
- при неповному спаленні різних видів палива
- при механічній обробці
- при хімічних реакціях та ін..

До шляхів потрапляння шкідливих речовин в організм людини належать:

- органи дихання (пари, газо- та пилоподібні речовини);
- органи травлення;
- шкіра (переважно рідини);
- слизові оболонки.

Отруєння шкідливими речовинами може бути різного ступеню, що залежить від таких факторів:

- токсичності речовини

					<i>131.04BP.000.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>55</i>

пропалюючі та подразнюючі шкіру і слизові оболонки (сірчана та соляна кислоти, луги); печінкові отрути, дія яких супроводжується зміною та запаленням тканин печінки (спирти, дихлоретан, чотирихлористий вуглець); алергени, що змінюють реактивну спроможність організму (алкалоїди та інші речовини); канцерогени, що спричиняють утворення злоякісних пухлин (3,4-бензопірен, кам'яновугільна смола); мутагени, що впливають на генетичний апарат клітини (окис етилену, сполуки ртуті та ін.). [12]

Отруйні дії шкідливих речовин залежать від шляхів надходження і виведення, розподілу в організмі, від статі людини, віку, індивідуальної сприйнятливості й інших супутніх факторів. Загальний токсичний вплив у залежності від виду речовини може викладати різні дії: [13]

- нервово-паралітичну (бронхоспазм, ядуха, судома, параліч);
- загально токсичну (набряк мозку, параліч, судоми);
- задушливу (токсичний набряк легенів);
- дратівливу (подразнення слизових оболонок);
- психотичну (порушення психічної активності, свідомості);
- шкіряно-резорбтивну (місцеві запалення).

Склад і ступінь забруднення повітряного середовища різними речовинами оцінюється по масі (мг) в одиниці об'єму повітря (m^3) – концентрації (С, mg/m^3). Крім одиниці виміру – mg/m^3 , можуть використовуватися – %, а також – млн. $^{-1}$ чи «ррт» (кількість часток речовини на мільйон часток повітря). [13]

									Арк.
									57
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата					

131.04BP.000.00 ПЗ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Pantell K. Versuche Uber Scheibenreibung, Forschung a. d. Geb. d. Ingwes., т.16, №4, 1949 — 1950
2. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. — М.: Физматгиз, 1960. — 260 с.
3. Ковалев И. А. Исследование путей повышения экономичности ступени центробежного насоса низкой удельной быстроходности $n_s = 40$. Диссертация — Харьков, 1970.
4. Ржебаева, Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов [Текст] : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с. – 41-50.
5. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
6. Тимофеев Д. В., Савельев А. И., Панаиотти С. С. Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Руководство пользователя. — Калуга, 2008. — 66 с.
7. <http://fptl.ru/spravo4nik/davlenie-vodyanogo-para.html>

						131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			58

пневматичні машини" усіх форм навчання / О. Г. Дегтяренко. – Суми : СумДУ, 2011. – 31 с. – 3-40.

15. Белецкий Д. Г. Технология насосострєния / Д. Г. Белецкий. – М. : Машиностроение, 1956. – 511 с.

16. Корсаков В. С. Основы технологии машиностроения / В. С. Корсакова. □ М. : Высшая школа, 1974. – 335 с.

17. Дипломное проектирование по технологии машиностроения [Текст] : учеб. пос. / Под общ. ред. В.В. Бабука. – Минск : Вышэйшая шк., 1979. – 464 с. – 1-40.

18. Дальский А.М., Косилова А. Г, Мещеряков Р.К., Суслов А.Г. Справочник технолога-машиностроителя. Том 1 5-е изд. исправл. - М.: Машиностроение - 1, 2003. - 912 с.

19. Радкевич Я.М. и др. Расчет припусков и межпереходных размеров в машиностроении - Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов/Я. М. Радкевич, В. А. Тимирязев, А. Г. Схиртладзе, М. С. Островский; Под ред. В. А. Тимирязева. - 2-е изд. стер. - М.: Высш. шк. , 2007. - 272 с.: ил.

20. Лопастные насосы: справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. - 334 с.

21. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

					131.04BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61