

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
« ____ » _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

«Розробка герметичного насосу з магнітною муфтою на параметри:
 $Q=65 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=70 \text{ м}$ »

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

(підпис)

Коротенко В.О.
(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Ратушний О.В.
(прізвище, ініціали)

Суми 2019

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 55 с., 12 рисунків, 10 таблиць, 5 літературних джерел.

Тема курсової роботи – «Розробка герметичного насосу з магнітною муфтою на параметри: $Q=65 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=70 \text{ м}$ ».

Графічні матеріали:

- теоретичне креслення робочого колеса;
- креслення робочого колеса;
- теоретичне креслення спірального відводу;
- креслення корпусу спірального відводу
- складальне креслення насоса;
- монтажне креслення.

Мета роботи – Розробка герметичного насосу з магнітною муфтою на параметри: $Q=65 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=70 \text{ м}$.

Відповідно до поставленої мети було:

- проведено літературний огляд за темою роботи і визначені шляхи досягнення поставленої мети;
- проведено аналіз досліджень і вибрана конструктивна схема насоса;
- виконано розрахунок та проектування робочого колеса;
- виконано розрахунок та проектування спірального відводу;
- розрахунок валу на міцність;
- розрахунок підшипників;
- вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

Ключові слова: насос, робоче колесо, гідродинамічні сили, міцність.

Зміст

Вступ.....	6
1. Опис і обґрунтування конструкції.....	7
2. Розрахунок та проектування робочого колеса.....	8
2.1. Визначення основних геометричних параметрів.....	8
2.2. Визначенні діаметра вхідної кромки.....	11
2.3. Визначення геометричних параметрів виходу з РК.....	13
2.4. Побудова меридіанного перерізу.....	16
2.5. Підготовка меридіанного перерізу РК.....	19
2.6. Профілювання лопаті.....	20
2.7. Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу.....	23
2.8. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті.....	25
2.9. Побудова лопаті в плані.....	27
3. Розрахунок та проектування спірального відводу.....	28
3.1. Вхідні дані для побудови.....	28
3.2. Розрахунок та проектування спіральної камери.....	28
3.3. Визначення площі проміжних перерізів.....	32
3.4. Розрахунок дифузорної частини відводу.....	32
3.5. Побудова плану спіралі.....	34
4. Розрахунок гідродинамічних сил.....	35
4.1. Осьові сили, що діють на ротор.....	35
4.2. Радіальні сили.....	37
5. Розрахунок вибора приводу насоса.....	38
6. Розрахунок на міцність.....	41
6.1. Конструювання вала.....	41
6.2. Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	42
6.3. Розрахунок валу.....	44
6.4. Розрахунок шпонкового з'єднання.....	48
7. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	50
8. Охорона праці.....	52
8.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів.....	50
8.2. Організація пожежної безпеки у навчальному закладі.....	53
8.3. Дії у разі виникнення надзвичайних ситуацій.....	55
Література.....	57

ВСТУП

Відцентрові консольні насоси знайшли широке застосування у народному господарстві. Вони використовуються для комунального та промислового водопостачання, зрошення та осушування полів, перекачування конденсату, мережної та охолодженої води у системах теплових станцій та централізованого водопостачання, цукрових заводів та інших підприємств.

Значного поширення ці насоси набули за рахунок простоти конструкції, широкого діапазону основних параметрів (подачі, напору), високої надійності та довговічності, зручності монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, малої трудомісткості обслуговування та ремонту, широкого асортименту матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

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

Консольні насоси типу К призначені для перекачування води (крім морської та агресивної) з $pH = 6,5-8$, температурою $0-850^{\circ}C$ і твердими включеннями розміром до 0,2 мм, вміст яких не перевищує 0,1% від маси води, а також інших рідин, подібних до води за густиною та хімічною активністю.

Насоси виготовляються з подачею $5-360 \text{ м}^3/\text{год}$, напором $10-90 \text{ м}$ (тиском $0,1-0,9 \text{ МПа}$), ККД $50-84\%$ і з допустимим кавітаційним запасом $4-5,5 \text{ м}$. Коефіцієнт швидкохідності $n_s = 60-250$. Напір на вході не більше 5 м .

Сучасні лопатеві насоси випускаються відповідно до стандартизованих рядів, які задовольняють різноманітний попит споживачів. До цих рядів динамічних насосів відносять і ряд консольних насосів, створений відповідно до міжнародного стандарту ISO2858-75.

Насоси за стандартом ISO2858-75 зручні в експлуатації та мають гарантований ресурс роботи $20 - 25 \text{ тис. год}$. Аналіз попиту виявив, що такі насоси необхідні у народному господарстві.

1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

На рисунку 1 приведена принципова схема насоса К 65-70 відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий, з робочим колесом закритого типу з одностороннім входом.

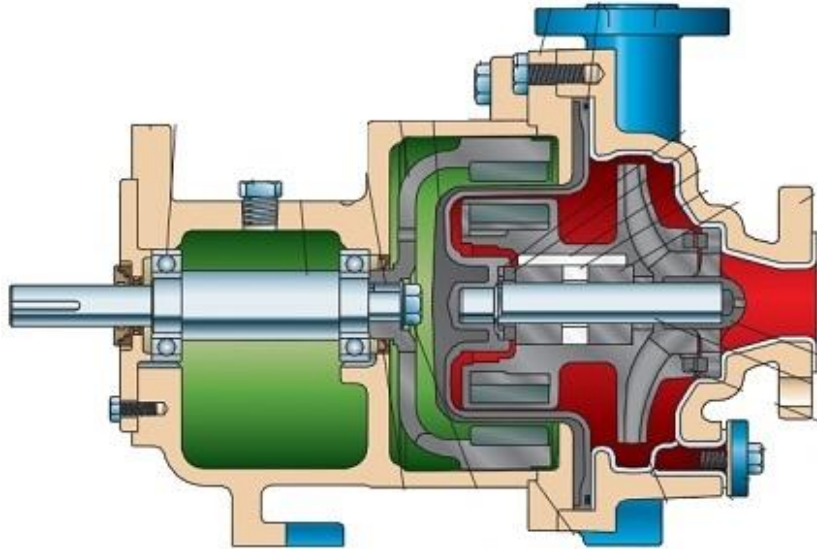


Рисунок 1 - Схема відцентрового консольного насоса К 65-70

Насос з магнітним приводом не має зв'язку між приводним валом насоса і двигуном приводу (Рис.1). Місце, звичайно займане механічним ущільненням або сальником, займається магнітним приводом. Прикріплена до звичайного насосу, спіраль є заднім корпусом або циліндричної ізоляційною оболонкою, яка ущільнюється плоскою прокладкою для запобігання виходу рідини в навколишнє середовище. Відцентрова крильчатка встановлюється на підшипниках ковзання всередині ізоляційної оболонки, яка також містить внутрішній ротор або приймальне кільце потоку.

За межами ізолюючої оболонки зовнішнє магнітне кільце обертається відповідними первинними двигуном. Магнітний потік проходить через повітряний зазор і ізолюючу оболонку до внутрішнього ротора, який слідує за зовнішнім ротором без будь-якого фізичного контакту. Ізолююча або захисна оболонка запобігає витoku з / в насосну систему.

2. Розрахунок та проектування робочого колеса.

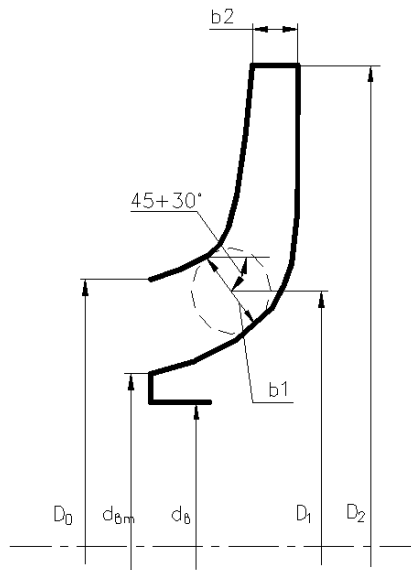


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 65$ [м³/год].

Напір: $H = 70$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Число ступенів - $i = 1$.

Густина аміачного розчину: $\rho = 910$ [кг/м³].

2.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкості:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{65}{3600}}}{\left(\frac{70}{1}\right)^{3/4}} = 61$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я.

Суханова [1]:

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (2.2)$$

Де $K_{вх} = 3.5 \div 5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо $K_{вх} = 5,0$

$$D_{1пр} = 5 \cdot \sqrt{\frac{65}{3000 \cdot 3600}} = 0,091[\text{м}]$$

Визначення повного ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (2.3)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 61^{-(2/3)}} = 0,958$$

Гідравлічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

$$\eta_{г} = \frac{0.42}{[\lg D_{1пр} - 0,172]^2} \quad (2.4)$$

$$\eta_{г} = \frac{0.42}{[\lg 91 - 0,172]^2} = 0,868$$

Внутрішній механічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^2} \quad (2.5)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 61^2} = 0,819$$

Зовнішній механічний ККД задається $\eta_{мех} = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_{мех} = 0,98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех} \quad (2.6)$$

$$\eta = 0,958 \cdot 0,868 \cdot 0,819 \cdot 0,98 = 0,668$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{65}{0,958} = 68 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\text{т}} = \frac{H}{\eta_{\text{г}}} \quad (2.8)$$

$$H_{\text{т}} = \frac{70}{0,868} = 80,6 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (2.9)$$

$$N = \frac{910 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 65}{0,668 \cdot 3600} = 16888 \text{ [Вт]} = 17 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot 1,1 \quad (2.10)$$

$$N_{\text{max}} = 17 \cdot 1,1 = 18,7 \text{ [кВт]}$$

Визначення діаметру валу під робочим колесом, м визначається із розрахунку на кручення по формулі [2]:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.11)$$

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

$[\tau]$ - занижене допустиме навантаження на кручення, Па

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{\text{max}}}{\pi \cdot n} \quad (2.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 18700}{3,14 \cdot 3000} = 59,5 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]} [2]$

Отже

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 59,5}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,0272 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_b = 27$ [мм]

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_b \quad (2.13)$$

$$d_{BT} = 1,34 \cdot 0,027 = 0,036 \text{ [м]}$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою[3]:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (2.14)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,091^2 + 0,036^2} = 0,098 \text{ [м]}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять за формулою Руднева С.С. [3]:

$$V_0 = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{PK} \cdot n^2}{3600}} \quad (2.15)$$

$$V_0 = 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{68 \cdot 3000^2}{3600}} = 3,32 \text{ [м/с]}$$

2.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

Для підвищення анти кавітаційних властивостей вхідну кромку лопаті виконують криволінійною і виносять в вхідну воронку.

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,088$ [м]

В першому приближенні меридіанну швидкість на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймають:

$$V_{1m'} = V_0 = 3,32 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (2.16)$$

де $\psi_1 = 1.15 \dots 1.30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 3,32 \cdot 1,23 = 4,08 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.17)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.18)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,088 \cdot 3000}{60} = 13,85 \text{ [м/с]}$$

V_{1u} - колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

Для одностороннього робочого колеса $V_{1u} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{4,08}{13,85 - 0} = 16,4^\circ$$

Кут нахилу лопаті при вході в робоче колесо визначається з виразу:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.19)$$

$$\beta_1 = 16,4 + 8 = 24,4^\circ$$

Кут $\beta_1 = 15^\circ \dots 30^\circ$ повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5 \dots 8$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 \dots 10$ [мм] при $D_2 = 150 \dots 500$ [мм]. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.20)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,044 \cdot \sin 24,4}} = 1.225$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1.23 - 1.225| = 0.005$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ$; $\psi_1 = 1.15 \dots 1.3$.

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (2.21)$$

$$b_1 = \frac{65/3600}{3,14 \cdot 0,088 \cdot 4,08} = 0.017 \text{ [м]}$$

2.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n} \quad (2.22)$$

Де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 70}}{3000} = 0,237 \text{ [м]}$$

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

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V_{2m}^* = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m} \quad (2.23)$$

$$V_{2m}^* = 0,5 \cdot 4,08 = 2,04 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin\beta_1\right) \quad (2.24)$$

Де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с

W_2 - відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,1$.

V_{2m} – медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}^* = 1,1 \cdot 2,08 = 2,24 \text{ [м/с]}$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65 \quad (2.25)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 61^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 61 + 2,65 = 1,749$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,749 \cdot \frac{1,1}{1,25} \cdot \frac{2,24}{4,08} \cdot \sin 24,4^\circ\right) = 20,8^\circ$$

Колова швидкість на виході із робочого колеса визначається, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg}\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg}\beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (2.26)$$

Де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса при $z = \infty$

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H_{ст}}{\eta_\Gamma \cdot K_z} \quad (2.27)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_2 \quad (2.28)$$

Де $V_{2u\infty}$ знаходиться з трикутника швидкостей:

$$V_{2u\infty} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_2}$$

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,218 \cdot 3000}{60} - \frac{2,24}{\operatorname{tg}20,8} = 31,36 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 0,218 \cdot 3000}{60}}{31,36} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 20,8 = 0,811$$

$$H_{T\infty} = \frac{70}{0,868 \cdot 0,811} = 99,4 \text{ [м]}$$

$$U_2 = \frac{2,24}{2 \cdot \operatorname{tg}20,8} + \sqrt{\left(\frac{2,24}{2 \cdot \operatorname{tg}20,8}\right)^2 + 9,81 \cdot 99,4 + 0 \cdot 13,85} = 34,3 \text{ [м/с]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.29)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 34,3}{3,14 \cdot 3000} = 0,219 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 220 \text{ [мм]}$.

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.30)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,11 \cdot \sin 20,8}} = 1,094$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,1 - 1,094| = 0,006$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.31)$$

$$b_2 = \frac{65/3600}{3,14 \cdot 0,22 \cdot 2,08} = 0,00134 \text{ [м]} \quad \text{Приймаємо } b_2 = 13,4 \text{ мм.}$$

2.4 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вг}}^2) \quad (2.32)$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.33)$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (2.34)$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3 / c :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (2.35)$$

де l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями току, м;

$r_{\text{ц.т.}}$ - відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вище приведений вираз приймає вид:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (2.36)$$

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:
Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (98^2 - 36^2) = 6522$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = 3,14 \cdot 220 \cdot 13,4 = 9257$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 2.1.).

Таблиця 2.1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	31	33,5	-	6522
2	31	35	9,27	6814
3	28,4	40	20	7124
4	24,4	48,6	31	7447
5	20,5	61	42,2	7853
6	17	77,5	54,4	8274
7	14,7	97	72	8973
8	13,4	110	83,8	9257

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

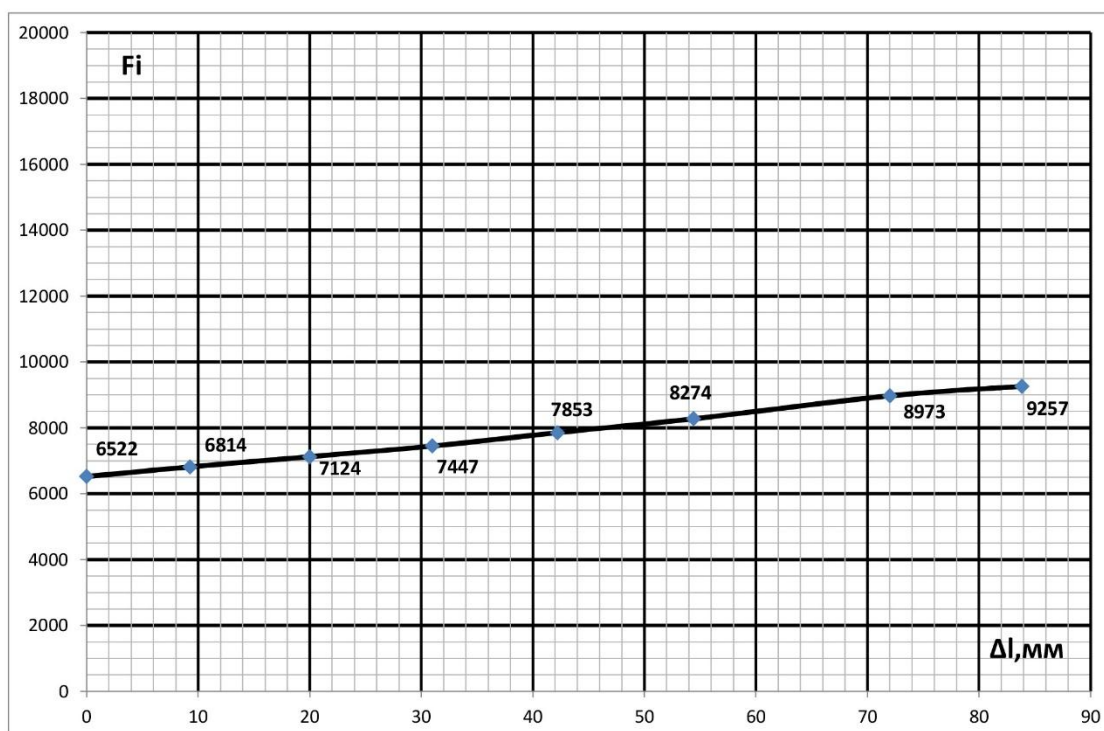


Рисунок 2.1- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

2.5 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні РК одержала поширення схема рівношвидкісного потоку, по якій меридіанна швидкість v_m приймається постійною уздовж нормалі.

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.2.3.

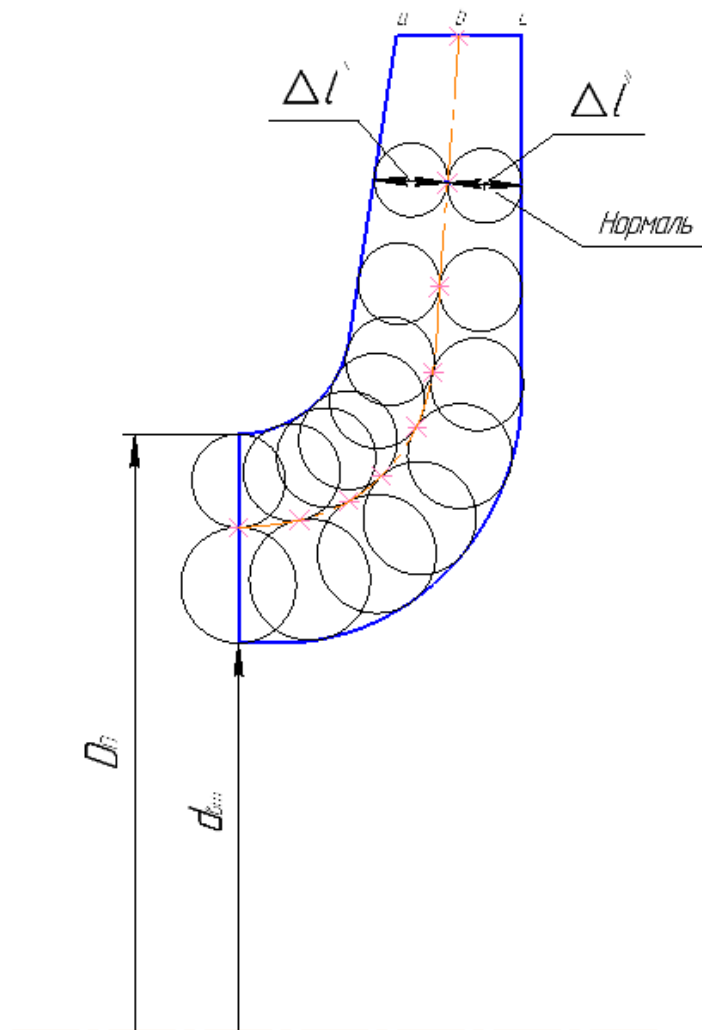


Рисунок 2.3 – Побудова лінії току

2.6 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (2.37)$$

де $R_{\text{к.ц.}}$ - радіус конформного циліндра;

C - константа,

Приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 110$ мм; $C = 10$, тоді:

$$\Delta L = \frac{110}{10} = 11 [\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (2.38)$$

де $\Delta \varphi = 10^\circ$ - кут між меридіанним перетином циліндра, тоді:

$$\Delta S = \frac{110 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 19,2 [\text{мм}]$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для низьких n_s $\Theta = 140 \dots 110^\circ$.

Приймаємо кутом обхвату $\Theta = 140^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const \quad (2.39)$$

де r_{cpi} - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 2.3).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z} \quad (2.40)$$
$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 110}{7} = 98,7 \text{ [мм]}$$

Кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1.5 \cdot t^0 \quad (2.41)$$

де $t^0 = 360/z$,

Кут обхвату лопаті в плані задовольняє умові (2.42):

$$t^0 = \frac{360}{7} = 51^\circ$$

$$140^\circ > (1,5 \cdot 51 = 76,5^\circ)$$

Паралелі точок а, в ,с для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (2.42)$$

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

Розрахунок по розбивці ліній току на відрізки проводимо в табличній формі.

Таблиця 2.2 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$r_{ц.т.}$	105	95	86	77,6	70	63,5	57,5	52	47,5	43	39,5	36
Δl	10,5	9,5	8,6	7,76	7,0	6,35	5,75	5,2	4,75	4,3	3,95	3,6
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.3 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_{ц.т.}$	105	95	86	77,7	70	64	59	54,5	51,5
Δl	10,5	9,5	8,6	7,77	7,0	6,4	5,9	5,45	5,15
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.4 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$r_{ц.т.}$	105	95	86	77,7	70	63	58	53	49	45
Δl	10,5	9,5	8,6	7,77	7,0	6,3	5,8	5,3	4,9	4,5
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

2.7 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу a,b,c.

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60}$$

де $D_{вх}$ - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м; по рис.4:

Струйка a:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,103 \cdot 3000}{60} = 16,17 \text{ [м/с]}$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,088 \cdot 3000}{60} = 13,85 \text{ [м/с]}$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,07 \cdot 3000}{60} = 11 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення по формулі:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}$$

Струйка a:

$$\beta_{1na} = \operatorname{arctg} \frac{4,08}{16,17 - 0} = 14^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \operatorname{arctg} \frac{4,08}{13,85 - 0} = 16,4^\circ$$

Струйка c:

$$\beta_{1nc} = \operatorname{arctg} \frac{4,08}{11 - 0} = 20^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta$$

Струйка a:

$$\beta_{1a} = 14 + 4 = 18^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1b} = 16,4 + 8 = 24,4^\circ$$

Струйка c:

$$\beta_{1c} = 20 + 10 = 30^\circ$$

Конфорна діаграма (1:1)
Радію конфорного циліндра $R_{к.ц.} = 110\text{мм}$

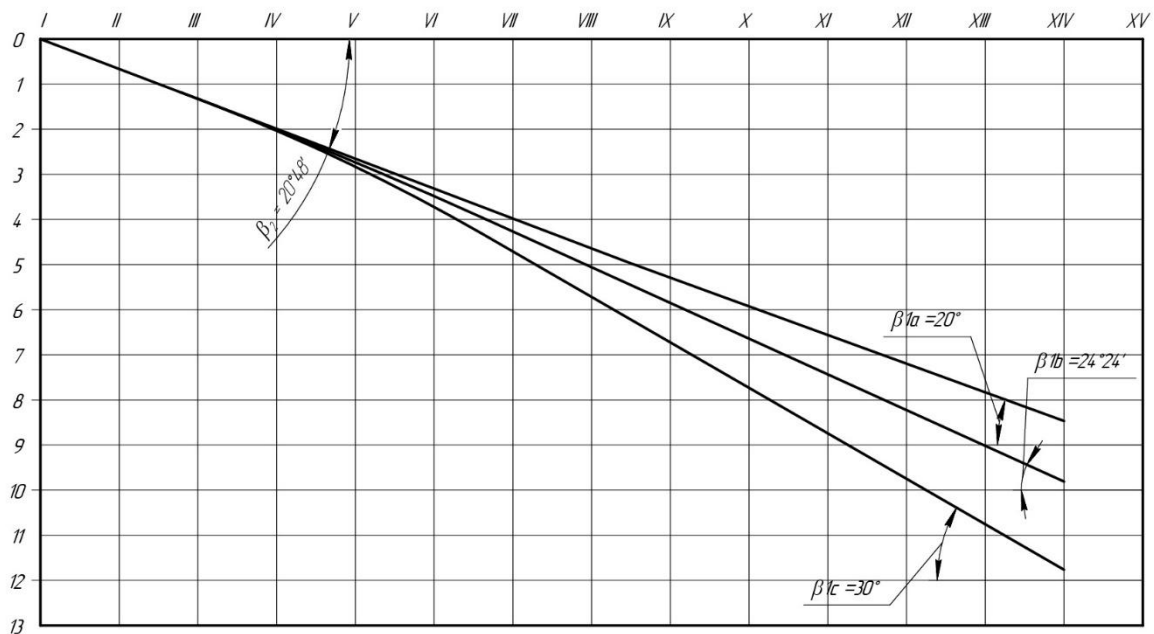


Рисунок 2.4 - Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
 (комфортна діаграма)

2.8 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через ось робочого колеса.

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

Для переносу відповідних точок з конфорної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовується відношення:

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

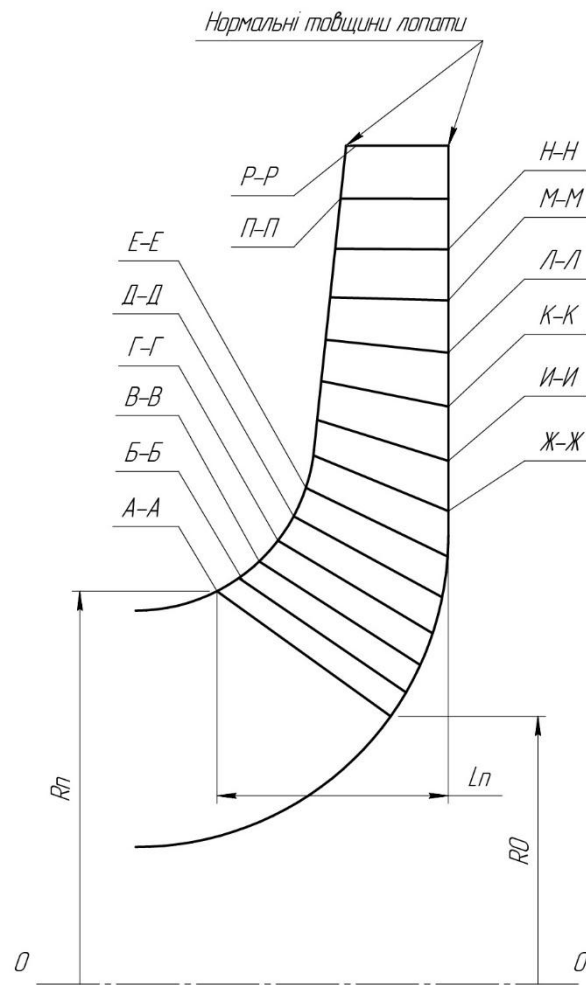


Рисунок 2.5 - Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

2.9 Побудова лопаті в плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті.

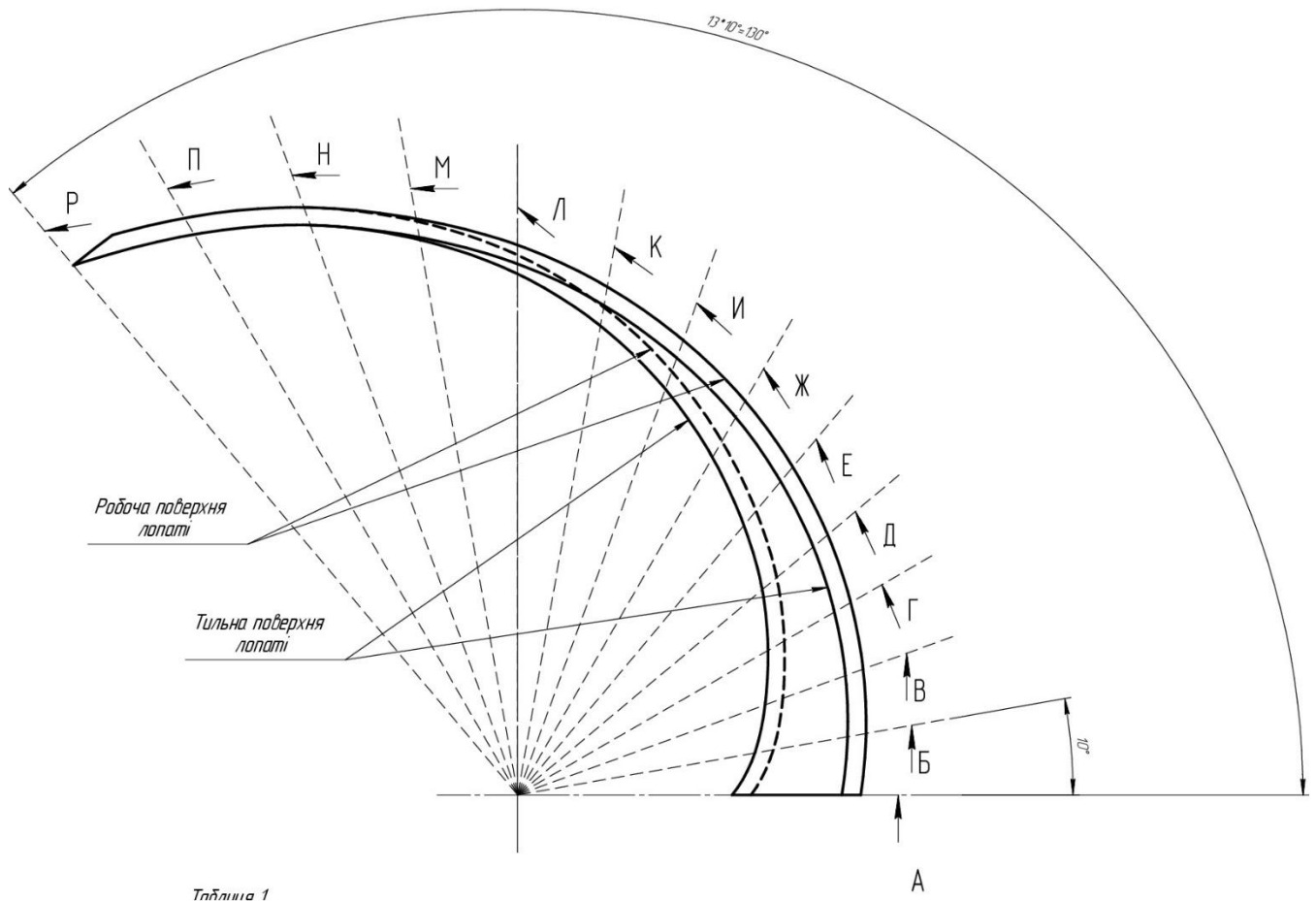


Рисунок 2.6 - Лопать в плані

3. Розрахунок та проектування спірального відводу

3.1. Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 65 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір насоса	$H = 70 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 3000 \text{ [об/хв].}$
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 61$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0,868$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 220 \text{ [мм]}$
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 13,4 \text{ [мм]}_{\text{мм}}$

3.2. Розрахунок та проектування спіральної камери:

3.2.1. Визначення діаметру початкового кола D_3 та ширини входу в спіраль b_3

Розміри D_3 та b_3 є постійними для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендовано вибирати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між р.к. та відводом та мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (3.1)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 61) \cdot 0,11 = 0,117 \text{ [м]}$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини р.к..

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = m \cdot b_2 \quad (3.2)$$

Де $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,0134 = 0,0235 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_3 = 0,024 \text{ [м]}$

3.2.2. Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h та кутом γ
 $a/h = 0.2 \dots 0.3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 - 60$.

$a/h = 0.25 \dots 0.5$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0,25$, Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0.5 \dots 0.7) \cdot b_3 \quad (3.3)$$

$$r' = 0,5 \cdot 0,024 = 0,012 \text{ [м]}$$

3.2.3. Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{\text{сп}}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s і може бути вибраний із таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

n_s	50-70	70-90	90-110	110- 130	130- 150	150- 180	180- 210	210- 240	>240
$\varphi_{\text{сп}}$, град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

3.2.4. Визначення пропускної здатності спіралі $A_{\text{сп.розр.}}$.

Пропускну здатність спіралі визначають по заданим параметрам подачі, напору та n :

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g} \quad (3.4)$$

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,868 \cdot 3000 \cdot 65}{30 \cdot 70 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,00717 \text{ [м]}$$

3.2.5. Визначення площі розрахункового перерізу.

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графологічний метод. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі.

В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}} \quad (3.5)$$

Де $\Delta r_i = 5 \text{ [мм]}$.

3.2.6. Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n} \quad (3.6)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 70 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,868 \cdot 3000} = 2,52 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\Delta r_i = 5$ [мм]. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

Таблиця 3.2 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	117	24	0,205	0,208	0,0026	0,0026
2	122	25,76	0,211	0,214	0,0027	0,0053
3	127	27,53	0,217	0,220	0,0028	0,0081
4	132	29,3	0,222	0,2245	0,0028	0,0109
5	137	31,05	0,227	0,229	0,00288	0,0138
6	142	32,82	0,231	0,233	0,00294	0,01674
7	147	34,58	0,235	0,237	0,00299	0,01973
8	152	36,34	0,239			

По табличним даним будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q = Q_{\text{роз}}$. і радіус H_8 буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі - площі розрахункового перерізу $F_{\text{роз}}$.

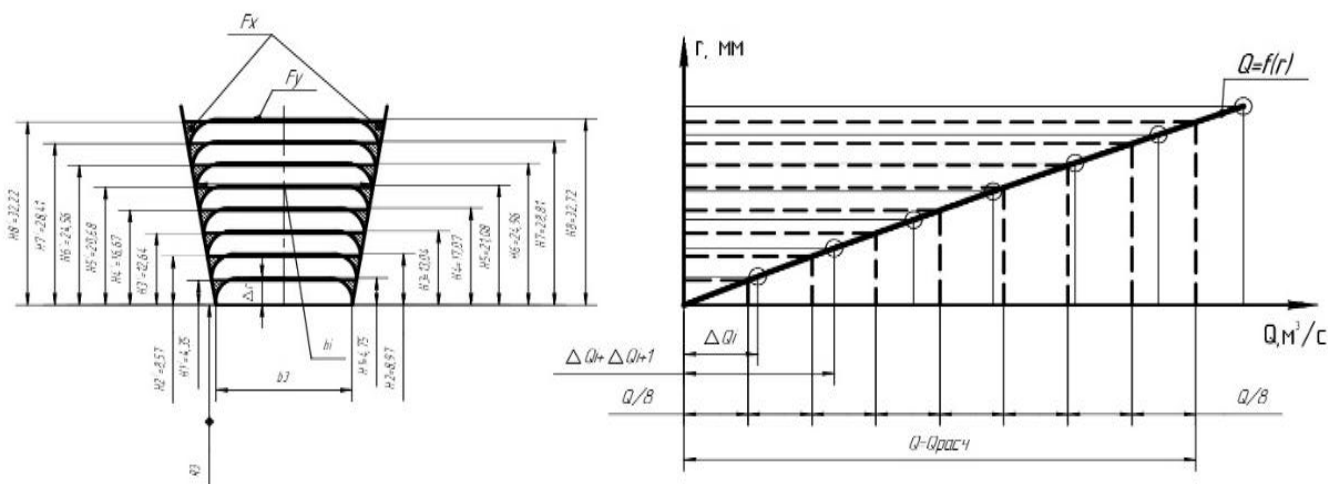


Рисунок 3.1 Побудова меридіональних перерізів відводу

Гострі кути трапеції з кругляємо радіусом r_0 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x та F_y .

Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$.

Будуємо приведену площу $F_{роз.}$. Критерієм правильності визначення $F_{роз.}$ є умова:

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} \quad (3.7)$$

де $A_{сп.граф.}$ - пропускну здатність, знайдена аналітичним способом.

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (3.8)$$

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийемо $\rho = R_3 = 117[\text{мм}]$.

$F_{пр} = 837,9517 [\text{мм}^2]$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.граф.} = \frac{837,9517}{117} = 7,162 [\text{мм}] = 0,007162 [\text{м}]$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.граф.}}{A_{сп.розр.}} = \frac{0,007162}{0,00717} = 0.998$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

3.3. Визначення площі проміжних перерізів.

Площа проміжних перерізів визначається графічним способом, використовуючи графік $Q = f(r)$. Для цієї ділянки прямої осі від до ділимо на 8 рівних частин, а потім побудовою отримуємо відповідні проміжні перерізи трапеції.

3.4. Розрахунок дифузорові частини відводу.

3.4.1. Дифузор починається від розрахункового перерізу 8 та закінчується напірним патрубком $D_{\text{вих}}$:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (3.9)$$

Де $V_{\text{вих}} = 2 \dots 8$ [м/с] - середня швидкість в напірному патрубку.

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 4,25$, [м/с], тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 65}{3,14 \cdot 4,25 \cdot 3600}} = 0,074 \text{ [м]}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 80$ мм.

3.4.2. Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right) \quad (3.10)$$

Де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 12^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 12^\circ$.

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр розрахункового переізу.

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}} \quad (3.11)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000839}{3,14}} = 0,033 \text{ [м]}$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{ВИХ}} - d_{\text{ЕКВ}}}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{ОПТ}}}{2}\right)} \quad (3.12)$$

$$L = \frac{0,08 - 0,033}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{12}{2}\right)} = 0,224[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 0,225[\text{м}]$.

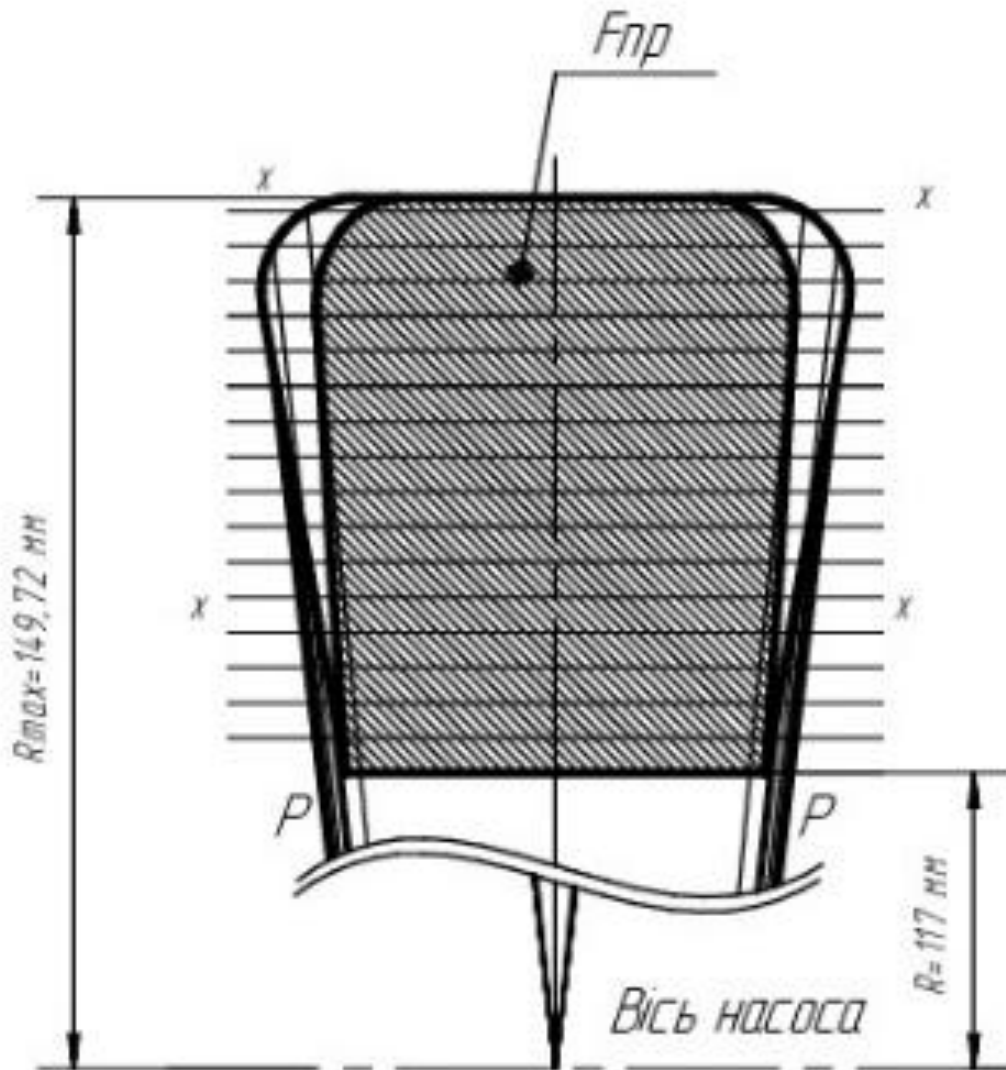


Рисунок 3.2 – Побудова приведенного перерізу

3.5 Побудова плану спіралі.

План спіралі будується за такою послідовністю: від початку кола відкладають відповідні висоти, отримані точки з'єднують дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного.

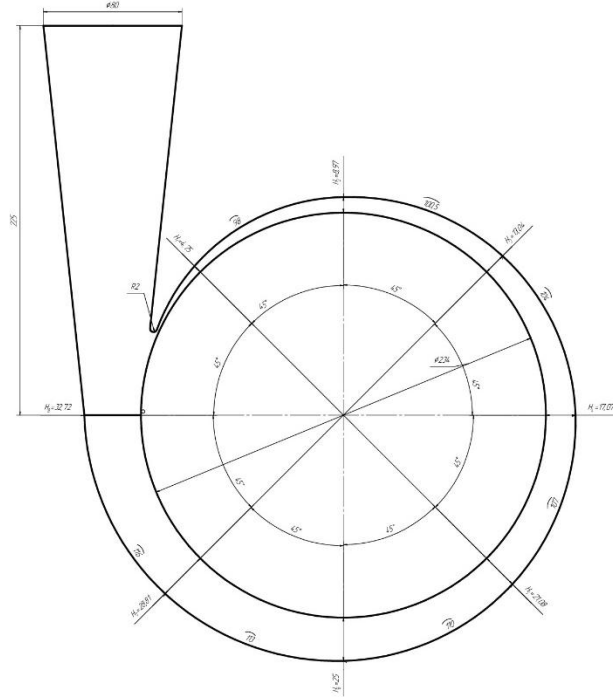


Рисунок 3.3 – План спірального відводу

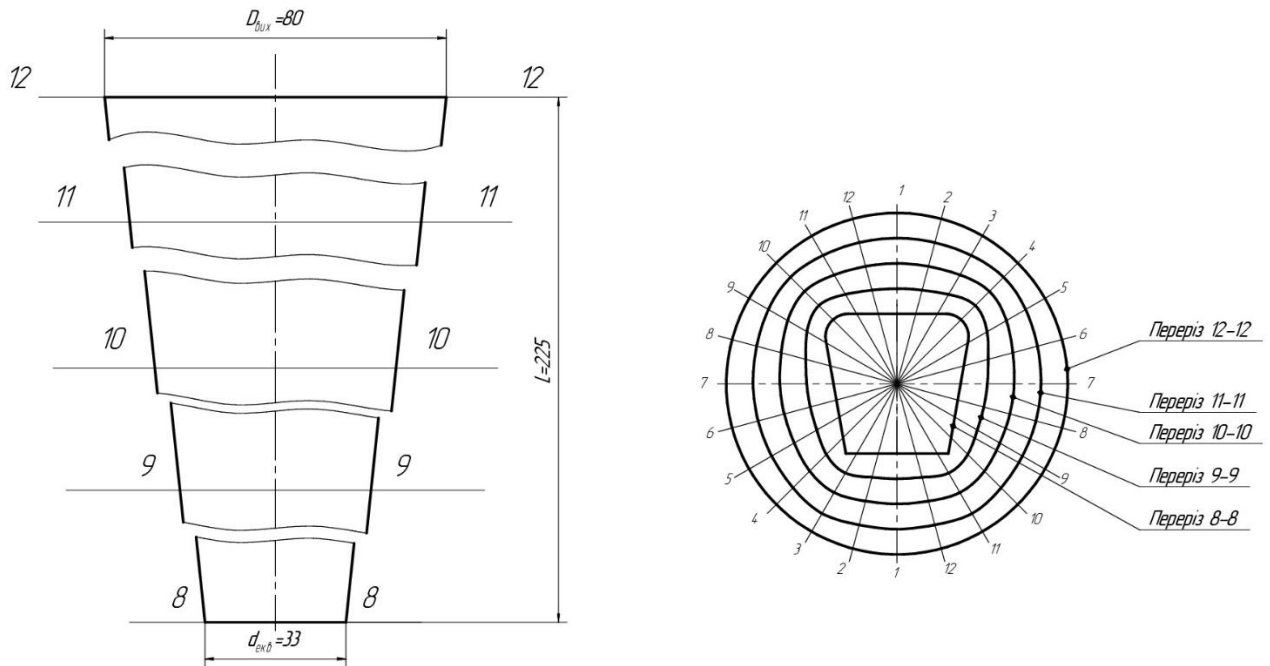


Рисунок 3.4 Дифузорна частина відводу

4. Розрахунок гідродинамічних сил

4.1. Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає неврівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

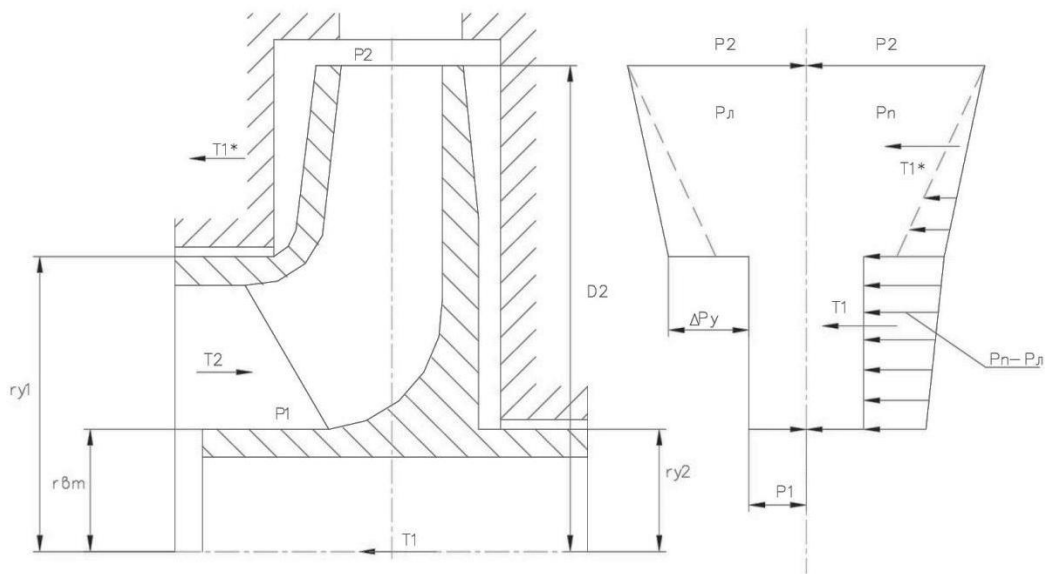


Рисунок 4.1 – Епюра тиску на зовнішні сторони дисків

При складанні епюр тиску (див. рис. 4.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Осьова сила, що діє робоче колесо насоса:

$$T = T_1 - T_2 \quad (4.1)$$

де T_1 - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

T_2 - динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н.

Осьова сила T_1 визначається за формулою:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 - r_{y2}^2}{2} \right) \right] \quad (4.2)$$

де $\gamma = \rho \cdot g = 910 \cdot 9.81 = 8927,1$ [Н/м³] - питома вага рідини, Н/м³;

$r_{y1} = 0,055$ [м]; - радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0,018$ [м] - радіус заднього ущільнення;

H_p - потенційний напір робочого колеса;

де ω - колова швидкість обертання ротора насоса, с⁻¹.

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{г.к.} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot U_2^2} \right) \quad (4.3)$$

де $\eta_{г.к.}$ - гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_{г.к.}} = \sqrt{0,868} = 0,932$);

Знаходимо потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = 80,6 \cdot 0,932 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 80,6}{2 \cdot 34,3^2} \right) = 49,88 \text{ [м]}$$

Колова швидкість визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.4)$$

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

Тоді:

$$T_1 = 8927,1 \cdot 3,14 \cdot (0,055^2 - 0,018^2) \cdot \left[49,88 - \frac{314}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,11^2 - \frac{0,055^2 - 0,018^2}{2} \right) \right] = 3773 \text{ [Н]}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0 \quad (4.5)$$

де V_0 - швидкість потоку на вході в робоче колесо.

Тоді осьова сила T_2 :

$$T_2 = 910 \cdot \frac{65}{3600} \cdot 3,32 = 55 \text{ [Н]}$$

Осьова сила, що діє на робоче колесо однієї ступені насоса буде дорівнювати:

$$T = 3773 - 55 = 3718 \text{ [Н]}$$

4.2. 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.

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при $Q_{\text{опт}}$ [3].

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (4.6)$$

де $K_R \approx 0.36$ – експериментальний коефіцієнт, [1];

$Q_{\text{опт}} = Q = 65 \text{ [м}^3 \text{/год]}$ – подача при оптимальному режимі;

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{65}{65} \cdot 8927,1 \cdot 70 \cdot 0,22 \cdot 0,0134 = 663 \text{ [Н]}$$

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

5. Розрахунок вибору привода насоса

Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N_{\max} = 18,7 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун 4АМУ180S2, з потужністю 22 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (5.1)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$
$$M_{\text{ном}} = \frac{17 \cdot 10^3}{314} = 54 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 54 = 11,34 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\max} = 59,5 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (5.2)$$

$$n_B = 0.3 \cdot 3000 = 900 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0.03 \cdot M_{\text{max}} \quad (5.3)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 59,5 = 1,785 [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (5.4)$$

$$k = \frac{59,5}{3000^2} = 6,6 \cdot 10^{-6}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (5.5)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 5.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 5.1 будують залежність $M = f(n)$;
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 5.1 – Пуско-моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	1,65	6,6	14,88	26,4	41,3	59,5

На рисунку 5.1 наведена пуско-моментна характеристика насосного агрегату.

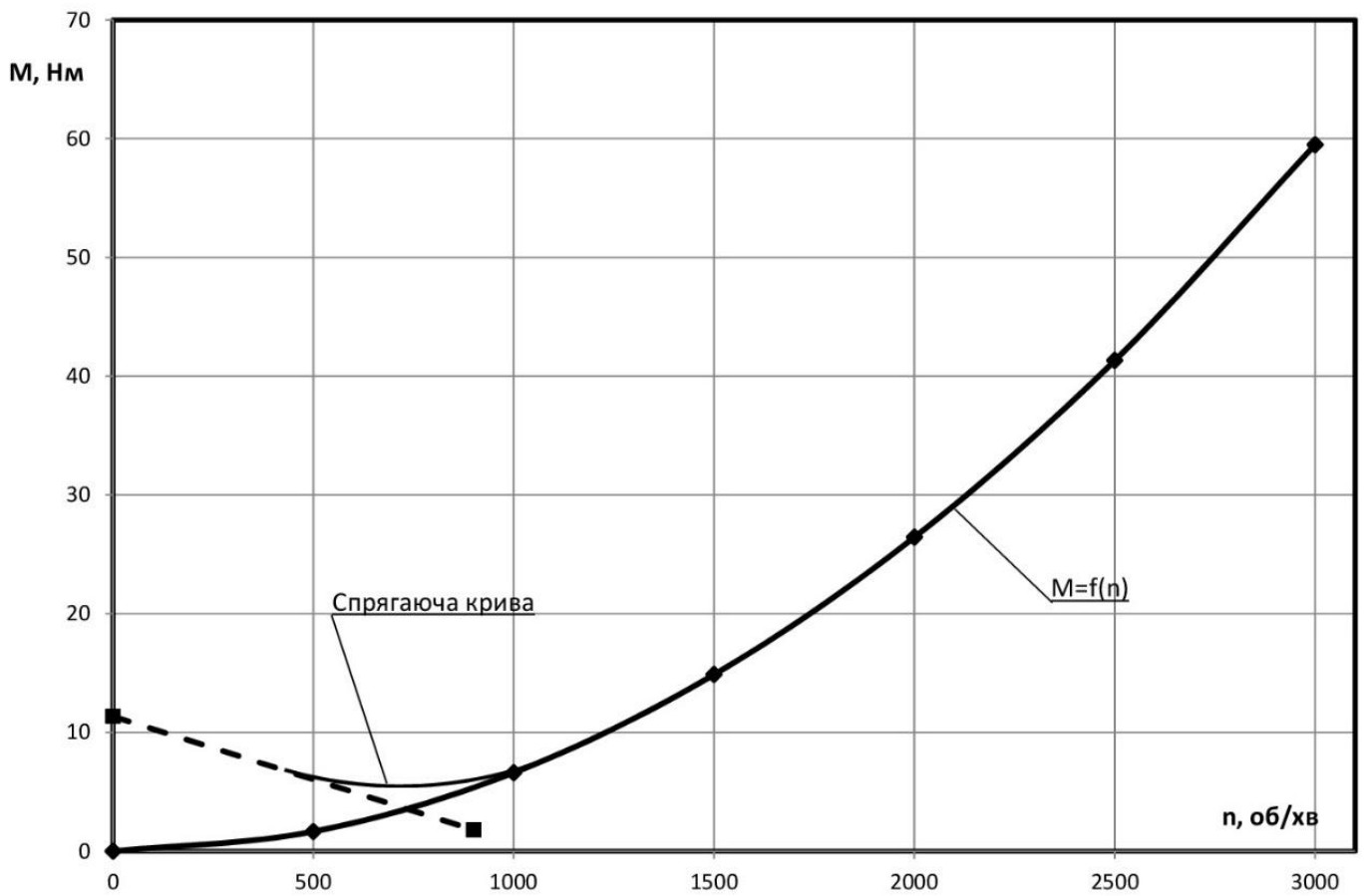


Рисунок 5.1 – Пуско-моментна характеристика

6. Розрахунки на міцність

6.1. Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 6)



Рисунок 6 - Розміри діаметрів вала насоса

Приймаємо $d_k = d_{\text{в}} = 27$ [мм]

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{\text{вТ}} = d_k + 10 \quad (6.1)$$

$$d_{\text{вТ}} = 27 + 10 = 37 \text{ [мм]}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_{\text{м}} = (0.8 \div 1.2) \cdot d_{\text{дв}} \quad (6.2)$$

де $d_{\text{дв}} = 42$ [мм] - вихідний кінець вала обраного двигуна.

$$d_{\text{м}} = 1 \cdot 42 = 42 \text{ [мм]}$$

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{\text{к.п.}} = d_{\text{м}} + (5 \div 10) \quad (6.3)$$

$$d_{\text{к.п.}} = 42 + 7 = 49 \text{ [мм]}$$

Діаметр вала під манжету вибираємо згідно ГОСТ 8752-79 $d_{\text{к.п.}} = 50$ [мм].

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_{\text{п}} = d_{\text{к.п.}} + 2 \cdot t \quad (6.4)$$

де $t = 5$ мм – висота буртика.

$$d_{\text{п}} = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ [мм]}$$

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_6 = d_n + 3 \cdot r \quad (6.5)$$

де $r = 3.0$ [мм] – координата фаски підшипника, що вибирає залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника з табл. 6.1.

Таблиця 6.1 - Визначення координати фаски підшипника

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

Тоді діаметр буртика для упору підшипника дорівнює:

$$d_6 = 60 + 3 \cdot 3 = 69 \text{ [мм]}$$

Приймаємо $d_6 = 70$ [мм].

6.2. Розрахунок кінцевого ущільнення вала

6.2.1. Вибір типу ущільнення.

У насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 6.1).

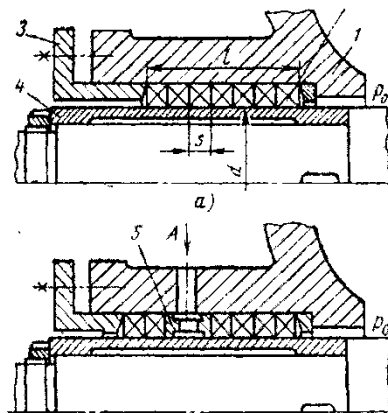


Рисунок 6.1 – Конструкція сальникового ущільнення

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

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті.

Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигоряння змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d} \quad (6.6)$$

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

Приймаємо $d = 60$ [мм].

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \sqrt{60} = 7,7[\text{мм}]$$

Згідно ГОСТ 5152-84 приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду $s = 8$ [мм].

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (6.7)$$

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

$$L = 6 \cdot 8 = 48 [\text{мм}]$$

6.2.2. Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \left(e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \right) \quad (6.8)$$

де r – радіус захисної втулки;

$\mu_1 = 0.01 \div 0.02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0.5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

де $p_0 = 98066$ [Па] – надлишковий тиск насоса перед сальником.

Радіус захисної втулки знайдемо за формулою:

$$r = \frac{d}{2} + 0.5 \quad (6.9)$$

$$r = \frac{60}{2} + 0,5 = 30,5 \text{ [мм]}$$

Тоді:

$$N_c = 3,14 \cdot 314 \cdot (30,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 0,008 \cdot 98066 \left(e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,02 \cdot \frac{4,8}{0,8}} - 1 \right) = 92 \text{ [Вт]}$$

6.3. Розрахунок валу

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємзв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса виникає невірноважена радіальна сила (див. рис. 6.2), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_B, R_A).

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

Рівняння моментів відносно т. А:

$$\sum M_C = R_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_2 \cdot l_2 = 0 \quad (6.10)$$

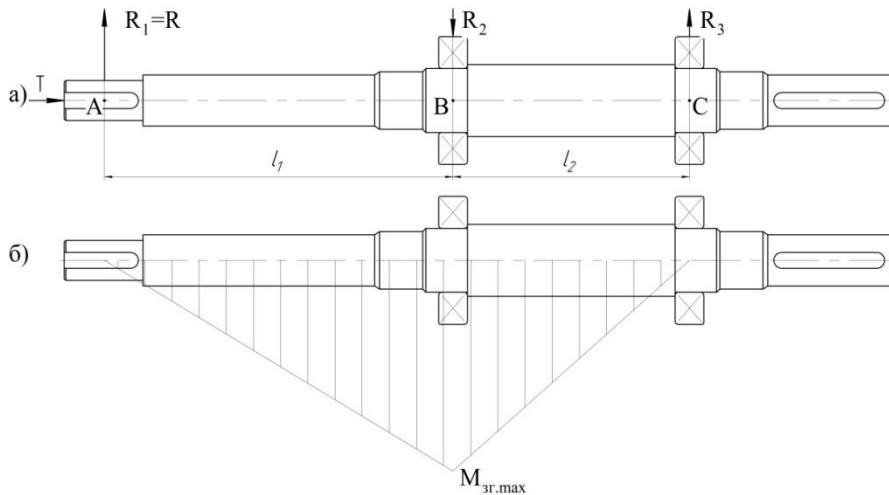


Рисунок 6.2 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

$$R_2 = \frac{R_1 \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} \quad (6.11)$$

де $l_1 = 0.22$ [м], $l_2 = 0.12$ [м], $R_1 = R_{max} = 663$ [Н].

$$R_2 = \frac{663 \cdot (0,22 + 0,12)}{0,12} = 1875,5 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1 \cdot l_1 - R_3 \cdot l_2 = 0 \quad (6.12)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 \cdot l_1}{l_2} \quad (6.13)$$

$$R_3 = \frac{663 \cdot 0,22}{0,12} = 1215,5 \text{ [Н]}$$

Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0.75 \cdot M_{мах}^2} \quad (6.14)$$

де $M_{зг.мах}$ - максимальний згинальний момент, Н·м

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 10.1:

$$M_{зг.мах} = R_1 \cdot l_1 \quad (6.15)$$

$$M_{зг.мах} = 663 \cdot 0,22 = 146 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{146^2 + 0,75 \cdot 59,5^2} = 154,8 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (6.16)$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{154,8}{0,1 \cdot 40}} = 33,8$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{п} = 60 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$60 \text{ мм} > 33,8 \text{ мм}$$

6.3.1. Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (6.17)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

s_{σ}, s_{τ} - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (6.18)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (6.19)$$

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

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

$K_\sigma = 2.2, K_\tau = 1.41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

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

$\psi_\sigma = 0.25 \div 0.3, \psi_\tau = 0.1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (6.20)$$

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot 850 + 95 = 392,5 \text{ [МПа]}$$

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (6.21)$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot 392,5 = 227,65 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (6.22)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (6.23)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (6.24)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{59,5}{0,2 \cdot 0,06^3} = 0,7 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 3718}{3,14 \cdot 0,06^2} = 1,3 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{154,8}{0,1 \cdot 0,06^3} = 7,2 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,67} \cdot 7,2 + 0,275 \cdot 0,7} = 16,4$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_{\tau} = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,67} \cdot 0,7 + 0,1 \cdot 0,7} = 147,52$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.6.2).

Таблиця 6.2 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$

	Діаметри валів, мм						
d_n	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{16,4 \cdot 147,52}{\sqrt{16,4^2 + 147,52^2}} = 16,3$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$16,3 \geq 2,5$$

6.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

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 ($d_k = 27$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 7 \cdot 7 \cdot 40$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (6.25)$$

де $t_1 = 4,0$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 7$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 27$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 59,5$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 59,5}{0,027 \cdot 0,04 \cdot (0,007 - 0,004)} = 36 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 36 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,75 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.26)$$

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

$$[\sigma]_{зм} = 0,75 \cdot 343 = 257,25 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (6.27)$$

$$200 \text{ [МПа]} \leq 257,25 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (6.28)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 59,5}{0,027 \cdot 0,04 \cdot 0,007} = 15 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 15 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (6.29)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (6.30)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 237,25 = 142,35 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$15 \text{ [МПа]} \leq 142,35 \text{ [МПа]}$$

7. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим діаметром $d_n = 60$ мм згідно ГОСТ 8338-75 вибираємо шариковий однорядний підшипник 312, динамічна вантажопідйомність $C = 81900$ [Н], статична вантажопідйомність $C_0 = 48000$ [Н].

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (84)$$

де $F_r = R_2 = 1875,5$ [Н], – радіальне навантаження;

$F_a = 3718$ [Н] осьове навантаження;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ C$.

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення:

$$\frac{F_a}{F_r \cdot V} \quad (85)$$
$$\frac{3718}{1875,5 \cdot 1} = 1,98$$

Знаходимо співвідношення:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3718}{48000} = 0,08$$

При цьому $e = 0.2$.

Так як $\frac{F_a}{F_r \cdot V} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,46$, а коефіцієнт осьового навантаження $Y = 1,1$.

Еквівалентне динамічне навантаження дорівнює:

$$P = (0,46 \cdot 3718 \cdot 1 + 1,1 \cdot 1875,5) \cdot 1 \cdot 1 = 4952,5 \text{ [Н]}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (86)$$

$$L_{hp} = \left(\frac{81900}{4952,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 64010 \text{ [год]}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (87)$$

Умова довговічності підшипників виконується $64010[\text{год}] > 20000 [\text{год}]$.

8. Охорона праці

8.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання.

В процесі експлуатації насосного обладнання на працюючих можуть впливати небезпечні і шкідливі виробничі фактори і приводити до нещасних випадків і захворювань.

За природою дії небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на такі групи:

- фізичні;
- хімічні;
- психофізіологічні;
- біологічні.

З перерахованих груп небезпечних і шкідливих виробничих факторів найбільше число нещасних випадків припадає на фізичні, які по ГОСТ 12.0.003-74 підрозділяються на наступні:

- рухомі машини і механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- пересуваються вироби, заготовки, матеріали, гострі кромки і задирки на обладнанні, інструменті і заготовках;
- руйнуються конструкції;
- відхилення від нормативних значень параметрів мікроклімату в приміщеннях і на робочих місцях (температури, вологості, рухливості повітря;
- температури поверхонь обладнання, ґрунту, матеріалів;
- барометричного тиску;
- відсутність або нестача природного освітлення;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена яскравість світла;
- знижена контрастність;

- підвищена пульсація світлового потоку;
- підвищений рівень випромінення у робочій зоні (іонізації, радіації);
- підвищений рівень шуму, вібрації, інфразвуку, ультразвуку на робочих місцях;
- підвищене значення вражаючих факторів в електричних ланцюгах, зіткнення з якими може призвести до травмування; підвищений рівень електромагнітного випромінення, статичної електрики, напруженості електричного поля;
- підвищена запиленість та загазованість робочої зони; розташування робочої зони на значній висоті відносно поверхні землі або підлоги приміщення.

Залежно від рівня і наслідків дії на людину кожен з факторів може бути або небезпечним, коли він призводить до травми або раптового погіршення здоров'я, або шкідливим, якщо його вплив на людину призводить до зниження працездатності або захворювання.

При експлуатації насосів виникають такі шкідливі виробничі фактори, як підвищений шум і вібрація. Джерелами зазначених шкідливих виробничих факторів є обертові і рухомі частини механізмів насоса (електродвигун, лопатеве колесо, підшипники). Шум і вібрація класифікуються за ГОСТ 12.0.003-74 як активні, тобто вони можуть вплинути на людину за допомогою укладених в них енергетичних ресурсів.

8.2 Організація пожежної безпеки у навчальному закладі.

Пожежна безпека в закладах системи освіти України регламентується *«Правилами пожежної безпеки в Україні»*, затвердженими наказом Міністерства внутрішніх справ України від 30.12.2014 № 1417 (далі – НАПБ А.01.001-2014) та галузевими *Правилами пожежної безпеки для навчальних закладів та установ системи освіти України*, затвердженими наказом Міністерства освіти і науки України від 15.08.2016 № 974 (далі – НАПБ В.01.050-2016/920).

Так, відповідно до розділу II НАПБ А.01.001-2014 та розділу I НАПБ В.01.050-2016/920 на об'єктах із постійним або тимчасовим перебуванням на них 100 і більше осіб або таких, що мають хоча б одне окреме приміщення з одночасним перебуванням 50 і більше осіб, пожежна безпека забезпечується шляхом проведення організаційних і практичних заходів та використання технічних засобів.

Відповідальність за пожежну безпеку закладів та установ освіти покладається на їх власників або уповноважених ними органи або керівників (ректори, директори, начальники, завідувачі; далі – керівники навчальних закладів та установ).

Відповідно до розділу II НАПБ В.01.050-2016/920 керівниками навчальних закладів та установ повинні призначатися особи, відповідальні за пожежну безпеку окремих будівель, споруд, приміщень, інженерного обладнання та утримання й експлуатацію засобів протипожежного захисту, що має бути передбачено у їхніх функціональних обов'язках, посадових інструкціях тощо.

У кожному навчальному закладі та установі освіти наказом чи інструкцією встановлюється протипожежний режим, що містить необхідні для виконання організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки, вимоги до утримання територій, будинків, приміщень, споруд, евакуаційних шляхів і виходів; до інженерного обладнання; до технічних засобів протипожежного захисту, вимоги пожежної безпеки під час проведення вогневих, фарбувальних та будівельно-монтажних робіт, а також порядок дій у разі пожежі.

Для об'єктів із цілодобовим перебуванням учасників навчально-виховного процесу (дошкільні заклади, гуртожитки тощо) інструкціями повинні передбачатися також дії у нічний час.

Крім цього, на об'єкті повинні бути розроблені та затверджені керівником схема плану евакуації учнів і вихованців на випадок пожежі та інструкція, що визначає дії працівників закладу чи установи на випадок термінової евакуації

учасників навчально-виховного процесу, за якою не рідше одного разу на півроку мають проводитися практичні тренування всіх працівників.

План евакуації та порядок евакуації повинні переглядатися один раз на три роки.

У загальноосвітніх навчальних закладах (крім закладів для дітей із вадами розумового і фізичного розвитку) можуть створюватися дружини юних рятувальників/пожежників.

8.3 Дії населення в разі виникнення надзвичайних ситуацій.

При першій можливості необхідно покинути небезпечну зону. Необхідно взяти із собою всі документи, коштовні речі і цінні папери.

Підготовку до можливого перебування у зоні надзвичайної ситуації доцільно починати завчасно. Необхідно підготувати "екстрену валізку" з речами, які можуть знадобитись при знаходженні у зоні НС або при евакуації у безпечні райони.

Підготовка оселі:

- нанести захисні смуги зі скочу (паперу, тканини) на віконне скло для підвищення його стійкості до вибухової хвилі та зменшення кількості уламків і уникнення травмування у разі його пошкодження;
- по можливості обладняйте укриття у підвалі, захистіть його мішками з піском, передбачте наявність аварійного виходу;
- при наявності земельної ділянки обладняйте укриття на такій відстані від будинку, яка більше його висоти;
- зробити вдома запаси питної та технічної води;
- зробити запас продуктів тривалого зберігання;
- додатково укомплектувати домашню аптечку засобами надання першої медичної допомоги;
- підготувати (закупити) засоби первинного пожежогасіння;
- підготувати ліхтарики (комплекти запасних елементів живлення), газові лампи та свічки на випадок відключення енергопостачання;

- підготувати (закупити) прилади (примус) для приготування їжі у разі відсутності газу і електропостачання;
- підготувати необхідні речі та документи на випадок термінової евакуації або переходу до захисних споруд цивільної оборони або інших сховищ (підвалів, погребів тощо);
- особистий транспорт завжди мати у справному стані і запасом палива для виїзду у небезпечний район;
- при наближенні зимового періоду необхідно продумати питання щодо обігріву оселі у випадку відключення централізованого опалення.

Список використаної літератури

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и проектирование спирального отвода» по дисциплине «Расчет и конструирование насосов» для студентов специальности 12.11 дневной и заочной форм обучения
3. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
4. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструирование центробежных насосов»
5. В. О. Панченко, А. А. Папченко. Навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2018. – 227 с.
6. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1229-16>
7. <http://chmr.gov.ua/ua/newsread.php?view=8782&s=1&s1=17>