

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 насосу типу ЦНС на параметри: $Q=245\text{м}^3/\text{год}$; $H=1950$
(Development of the pump CNS to the parameters: $Q=245\text{ м}^3/\text{h}$; $H=1950\text{ m}$)

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

Виконавець роботи

(підпис)

Сильман Р.Ю.

(прізвище, ініціали)

В роботі не виявлено
текстових, ілюстративних
та інших запозичень без
коректного на них
посилання

Керівник

(підпис)

Ратушний О.В.

(прізвище, ініціали)

Суми 2023

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 58 с., 12 рисунків, 7 таблиць, 3 додатки, 44 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка відцентрового насоса на параметри подача $Q=245$ м³/год, напір $H=1950$ м, швидкість обертання $n=3000$ об/хв».

Графічні матеріали: складального креслення насоса(A2*4), монтажного креслення насоса(A2), теоретичного креслення колеса робочого(A1), креслення колеса робочого(A1).

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води.

Відповідно до поставленої мети:

- наведено опис конструкції;
- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун;
- виконано розрахунки на міцність;
- технологічному розділі – технологічний процес оброблення гідроляти.

У розділі охорони праці розглянуто питання про шум, вплив на людину, нормування і методи захисту.

У розділі економіки розроблено типи виробництва та їх техніко-економічну характеристику.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА.....	1
Вступ.....	4
1. Загальна характеристика багатоступеневих насосів	4
Опис конструкції вибраного насоса	5
1. Проектування робочого колеса.....	8
Побудова меридіанного перерізу.....	17
Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті.....	20
Профілювання лопаті.....	21
Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу	25
Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.	26
2. Побудова лопаті в плані	28
3. Розрахунок та проектування спірального відводу.....	29
4. Розрахунок вибору привода насоса	37
5. Розрахунки на міцність.....	40
6.2 Організація пожежної безпеки у навчальному закладі	49
Список використаної літератури	56

Вступ

1. Загальна характеристика багатоступневих насосів

У промислових системах, призначених для транспортування рідин, широко використовуються багатоступінчасті центробежні насоси.

Конструкція відцентрових насосів ЦНС включає монтаж робочих коліс на загальному валу, розташованому в єдиному корпусі, який розділений на секції. Загальний тиск цього відцентрового насоса визначається сумою напорів, створених кожним робочим колесом. Горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС призначені для перекачування чистої води при температурі до 60 °С, і можуть бути як нормальними, так і високооборотними. Ущільнення між секціями забезпечується за допомогою спеціальних прокладок.

Завдяки секційній конструкції корпусу, кількість секцій і, відповідно, робочих коліс може бути змінювана. Деякі насоси мають два робочі колеса лівого та правого обертання. В гірничорудній промисловості насоси ЦНС часто використовуються для відкачування води з шахт та гірничорудних виробок.

Багатоступеневі насоси легко створюють високий тиск води, тому вони застосовуються в системах пожежогасіння та для подачі води в високі цивільні та промислові будівлі. Однією з переваг цих насосів є можливість регулювання тиску води шляхом зміни числа секцій. Недоліки включають складність конструкції, яка утруднює обслуговування, та велику кількість високоточних деталей, що ускладнює ремонтні роботи.

Нафтацентрові насоси можуть мати різні конфігурації, і горизонтальні відцентрові насоси є найпоширенішими. Вони можуть бути як одноступінчастими, так і багатоступінчастими, наприклад, насоси ЦНС. Ці насоси використовуються для перекачування чистої води при температурі не вище 1050 С, з розмірами твердих часток не більше 0,1 мм та механічним вмістом не більше 0,1% від загальної маси рідини.

Характеристики багатоступневих горизонтальних насосів ЦНС зазначають, що модель ЦНС 245-1950 призначена для перекачування холодної води з

температурою не вище 400 С та механічним вмістом не більше 0,2 мм. Ці насоси широко використовуються у системах водопостачання цивільних та промислових об'єктів для підвищення тиску в магістралях холодної води та нафтових нафтоносних об'єктах. Насос складається з корпусу та ротора, де ротор представляє собою вал із закріпленими на ньому робочими колесами.

Опис конструкції вибраного насоса

Насос, який входить до складу агрегату, є горизонтальним, відцентровим, секційним та багатоступінчастим. Робочі колеса розташовані з одного боку та автоматично урівноважують осьові сили ротора за допомогою розвантажувального диска.

Базові компоненти насоса (див. рисунок 1) включають вхідну та напірну кришки, а також набір секцій, які центруються між собою на циліндричних заточках та фіксуються шпильками. Герметичність з'єднань між секціями та кришками досягається за допомогою металевого контакту між сусідніми поверхнями та встановленими гумовими ущільнювальними кільцями. У секціях та кришці напірної частини встановлені направляючі апарати, а також змінні ущільнюючі кільця для ущільнення робочих коліс.

Вхідний патрубок направлений в бік, а напірний патрубок направлений вгору, з'єднання з трубопроводами здійснюється за допомогою фланцевого з'єднання.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, розвантажувального диска, гільзи дросельної, кільця дистанційного та рознімного, а також кріпильних елементів. Під час роботи на робочі колеса діє осьове зусилля, яке спрямоване в бік всмоктування. Це осьове зусилля вирівноважується розвантажувальним диском. Для забезпечення нормальної роботи розвантажувального диска передбачено відведення рідини з його камери у всмоктувальну кришку. Для контролю осьових переміщень ротора і зносу розвантажувального пристрою передбачений показчик осьового зсуву.

Радіальні сили, які діють на ротор, приймаються підшипниками. Для центрування ротора зі статором передбачені регульовальні гвинти, за допомогою

яких можна переміщати корпус підшипників разом із ротором. Після центрування ротора зі статором корпуси підшипників фіксуються за допомогою штифтів.

Кінцеве ущільнення вала насоса - торцеве, одинарне, з подачею очищеної перекаченої води через гідроциклонну систему.

Розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса.

У ході роботи були проведені розрахунки на вибір конструкційної схеми насосу, був обраний найоптимальніший варіант.

$I = 10$	$n_s=56$
$I = 11$	$n_s=60$
$I = 12$	$n_s=63$
$I = 13$	$n_s=67$
$I = 14$	$n_s=72$
$I = 15$	$n_s=77$
$I = 16$	$n_s=78$

Після проведених розрахунків обрали вигідніший варіант:

$$I=16, n_s=78$$

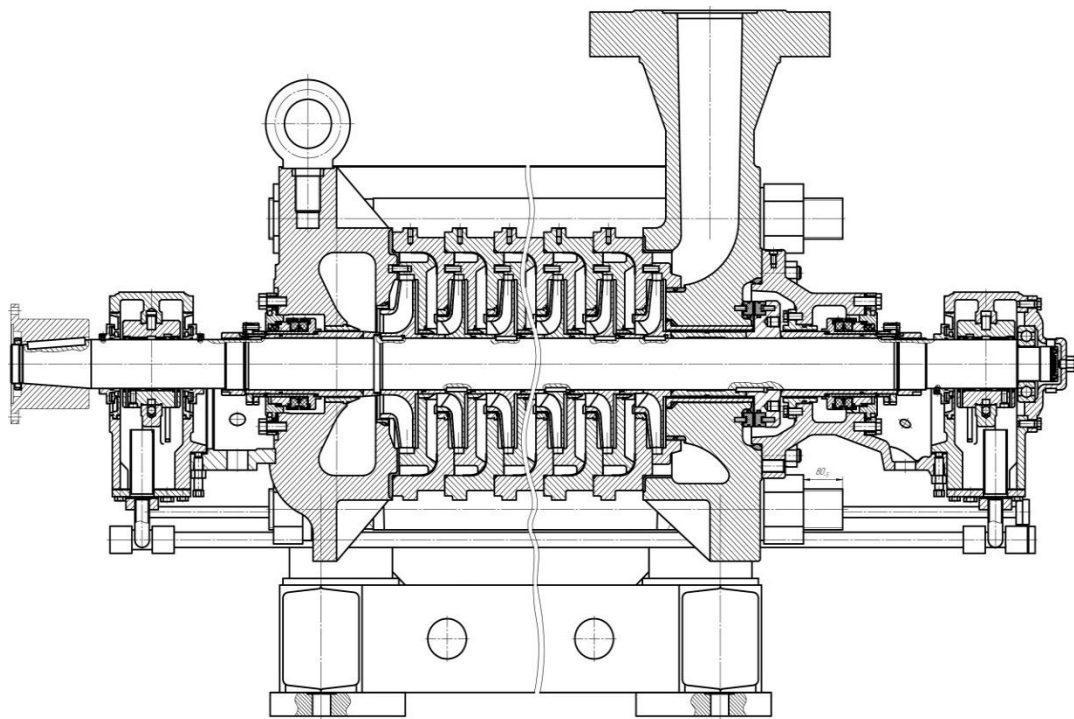


Рисунок 1 – Конструктивна схема насоса

1. Проектування робочого колеса.

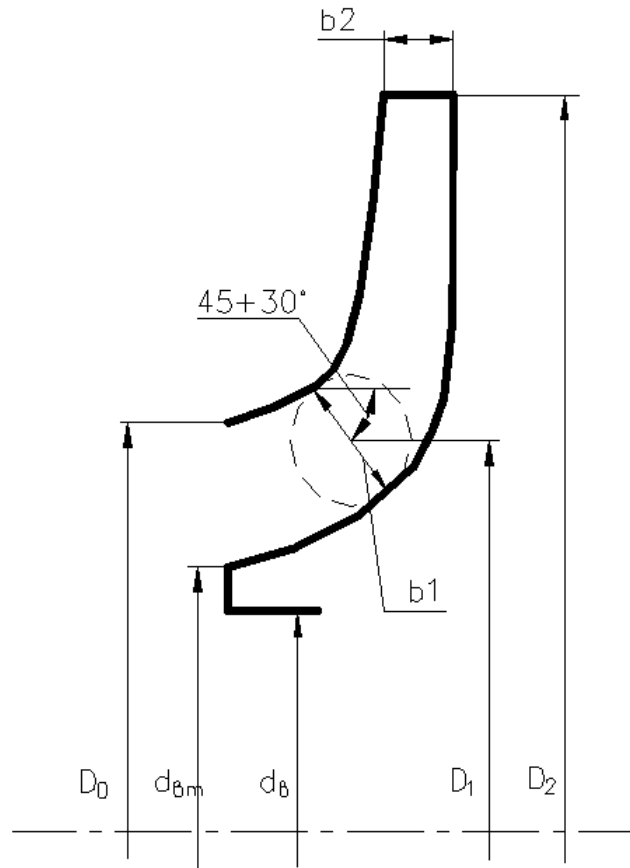


Рисунок 2 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 245$ [м³/год].

Напір: $H = 1950$ [м].

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

Число ступенів - $i = 16$.

1.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{245}{3600}}}{\left(\frac{1950}{16}\right)^{3/4}} = 78$$

Напір ступені:

$$H_{\text{ст}} = \frac{H}{i} \quad (2)$$

$$H_{\text{ст}} = \frac{1950}{16} = 121,8 \text{ [м]}$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я. Суханова [1]:

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}}, \quad (3)$$

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

Приймаємо $K_{\text{вх}} = 4.0$ для проміжних ступенів насоса

$$D_{1\text{пр}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{245}{3000 \cdot 3600}} = 0,019 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 78^{-(2/3)}} = 0,964$$

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

$$\eta_{\text{г}} = \frac{0,42}{[\lg D_{1\text{пр}} - 0,172]^2} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{г}} = \frac{0,42}{[\lg 112 - 0,172]^2} = 0,881$$

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

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^2} \quad (6)$$

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 79^2} = 0,883$$

Зовнішній механічний ККД задається $\eta_{\text{мех}} = 0.95 \div 0.99$. Приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0.98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}' } \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (7)$$

$$\eta = 0,964 \cdot 0,881 \cdot 0,883 \cdot 0,98 = 0,725$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (8)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{245}{0,964} = 254,1 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\Gamma} = \frac{H_{\text{ст}}}{\eta_{\Gamma}} \quad (9)$$

$$H_{\Gamma} = \frac{121,8}{0,881} = 138,25 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (10)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1950 \cdot 245}{0,725 \cdot 3600} = 1795681 \text{ [Вт]} = 1795,6 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot 1.1 \quad (11)$$

$$N_{\text{max}} = 1795,6 \cdot 1.1 = 1975,16 \text{ [кВт]}$$

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

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (12)$$

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (13)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1860000}{3,14 \cdot 3000} = 5920 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 300 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$ [2]

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5920}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,1 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 100 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1.1 \div 1.4) \cdot d_B \quad (14)$$

$$d_{BT} = 1.1 \cdot 0.1 = 0,11 \text{ [м]}$$

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

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,112^2 + 0,11^2} = 0,157 \text{ [м]}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності [3]:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{рк}}{\pi \cdot D_{1пр}^2} \quad (16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 254,1}{3,14 \cdot 0,112^2} = 7,12 \text{ [м/с]}$$

1.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,8 \cdot D_0 = 0,116 \text{ [м]}$

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

$$V_{1m'} = V_0 = 7,12 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1, \quad (17)$$

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

$$V_{1m} = 7,12 \cdot 1,225 = 8,72 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,126 \cdot 3000}{60} = 19,78 \text{ [м/с]}$$

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

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

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{8,0}{19,78 - 0} = 22^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (20)$$

$$\beta_1 = 22 + 4,5 = 26,5^\circ$$

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 $z = 8$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,063 \cdot \sin 26,5}} = 1,157$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,15 - 1,157| = 0,007$

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:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (22)$$

$$b_1 = \frac{254,1}{3,14 \cdot 0,126 \cdot 8,0 \cdot 3600} = 0,022 \text{ [м]}$$

1.3 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 $V_{2u} = 0,5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ст}}}}{n}, \quad (23)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 121,8}}{3000} = 0,311[\text{м}]$$

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

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

$$V_{2m}' = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m} \quad (24)$$

$$V_{2m}' = 0,75 \cdot 8,72 = 6,54 [\text{м/с}]$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (25)$$

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 $\psi_2 = 1,08$.

V_{2m} – медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}' = 1,08 \cdot 6,54 = 7,06[\text{м/с}]$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (26)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 78 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 78^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 78^3 = 1,448$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,448 \cdot \frac{1,08}{1,157} \cdot \frac{7,06}{8,72} \cdot \sin 26,5^\circ \right) = 29,22^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \text{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \text{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (27)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z} \quad (28)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2, \quad (29)$$

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

$$V_{2u\infty} = U_2 - \frac{V_{2m}'}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}'}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,311 \cdot 3000}{60} - \frac{6,54}{\operatorname{tg} 29,22} = 37,2 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{6,54}{2 \cdot \operatorname{tg} 29,22} + \sqrt{\left(\frac{6,54}{2 \cdot \operatorname{tg} 29,22}\right)^2 + 9,81 \cdot 207,3 + 0 \cdot 19,78} = 51,32 \text{ [м/с]}$$

$$K_z = 1 - \frac{51,32}{37,2} \cdot \frac{3,14}{8} \cdot \sin 29,22 = 0,735$$

$$H_{T\infty} = \frac{138,25}{0,881 \cdot 0,735} = 207,3 \text{ [м]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (30)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 51,32}{3,14 \cdot 3000} = 0,326 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 300 \text{ [мм]}$.

Уточнюємо значення ψ_2 :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (31)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,15 \cdot \sin 29,22}} = 1,078$$

$$\text{Робимо перевірку } |\psi_2 - \psi_2'| = |1,08 - 1,074| = 0,002$$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (32)$$

$$b_2 = \frac{254,1/3600}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 4,32} = 0,0017 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 17 \text{ мм}$.

Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса включають в себе визначення оптимальної форми контурів методом послідовних наближень. Площі нормального перерізу обчислюються за формулами для початкового перерізу (при вході в робоче колесо).

Для отримання оптимальної форми контурів меридіанного перерізу застосовується метод послідовних наближень, який передбачає ітераційний підхід до визначення оптимальних параметрів. Цей процес включає в себе послідовні зміни форми контурів до досягнення оптимальних результатів.

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (33)$$

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (157^2 - 110^2) = 9851$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (34)$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (35)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 300 \cdot 17 = 16014$$

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

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки проводимо в таблиці (табл. 1) по цим даним будуємо графік $F=f(l)$ і порівнюємо з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендована 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 :

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k, \quad (36)$$

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

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

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

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (37)$$

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 1.).

Таблиця 1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	23.5	66.75	-	9851
2	24.9	67.4	8.63	10521
3	26.5	70.4	16.6	11734
4	26.2	75.7	22.2	12474
5	25.0	84.5	26.3	13267
6	24.2	91.2	27.7	13860
7	22.4	102.6	28.6	14452
8	19.3	126.8	30	15369
9	17	150	31,3	16014

За даними таблиці 1 будуюмо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

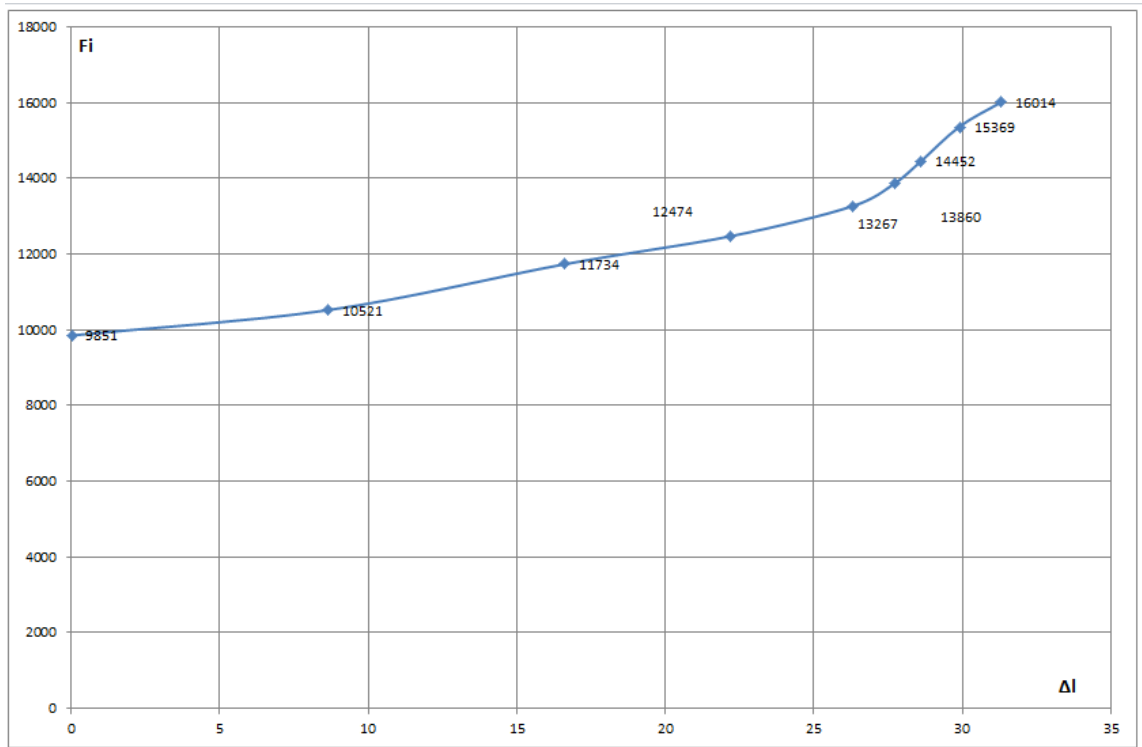


Рисунок 2- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

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

Практика доводить, що розрахунок робочого колеса при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі добре забезпечує задані параметри. Лінії тока для розрахунків слід розміщувати так, щоб вони розділяли меридіанний переріз робочого колеса на сегменти, де енергія передбачена для переносу залишалася однаковою. 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.3.

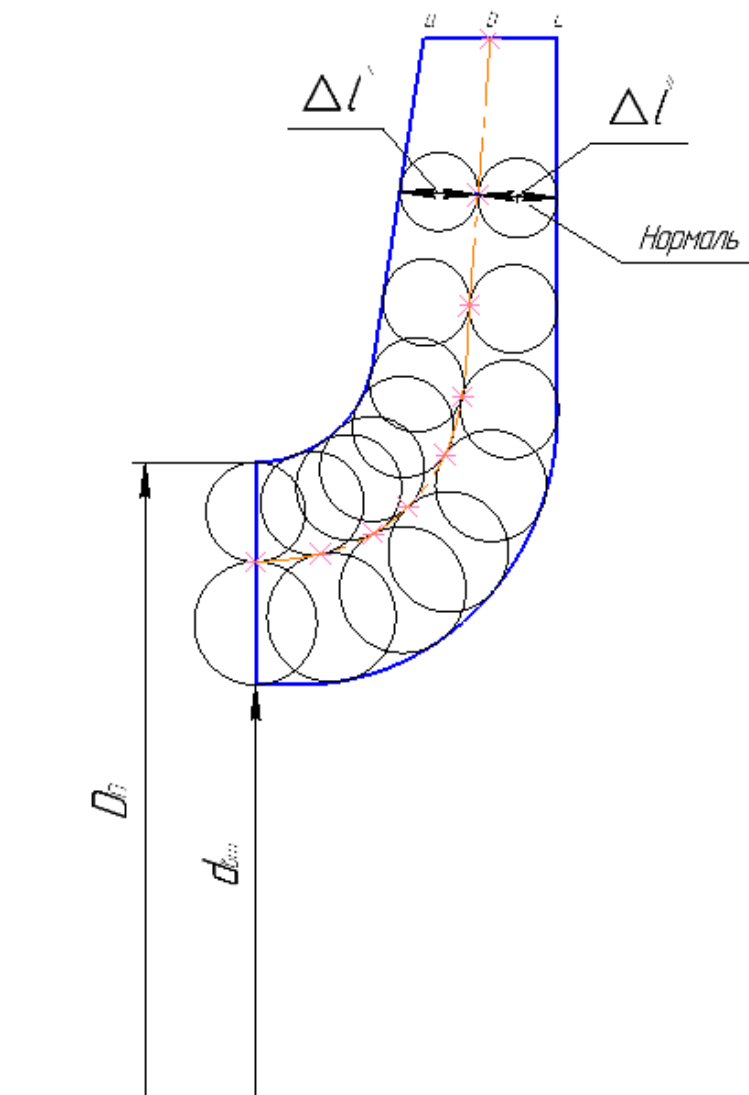


Рисунок 3 – Побудова лінії току

Профілювання лопаті

Найбільш поширеним методом профілювання лопатей є використання методу конформного відображення, де поверхня струму конформно відображається на поверхню обертання (циліндр). Процес профілювання лопатей включає такі кроки:

- Створення конформної сітки на розгорненні циліндра та конформне відображення координатної сітки на поверхню струму.
- Профілювання поверхні лопаті на розгорненні циліндра, використовуючи відображену конформну сітку.
- Побудова меридіанного перетину поверхні лопаті на меридіанній поверхні робочого колеса та лопаті у 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 .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (38)$$

де $R_{\text{к.ц.}}$ - радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 150$ мм;

C - константа, приймаємо $C = 10$.

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 [\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (39)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,

$\Delta \varphi = 5..10^\circ$, приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$.

$$\Delta S = \frac{150 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 26,2 [\text{мм}]$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для низьких n_s $\Theta = 140 \dots 110^\circ$. Приймаємо $\Theta = 130^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покривний диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрітку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{спi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = 10 = const, \quad (40)$$

де $r_{спi}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 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:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z} \quad (41)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{8} = 117 \text{ [мм]}$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5 \cdot t^0, \quad (42)$$

Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Для встановленої позиції вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного з перерізів а, b, с.

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60}, \quad (46)$$

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

Струмінь а:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,1572 \cdot 3000}{60} = 24,7 \text{ [м/с]}$$

Струмінь b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,126 \cdot 3000}{60} = 19,78 \text{ [м/с]}$$

Струмінь с:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,1127 \cdot 3000}{60} = 17,7 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут напрямку потоку на вході в робоче колесо без врахування стиснення за допомогою відповідної формули:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (47)$$

Струмінь а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{8,0}{24,7 - 0} = 17^\circ$$

Струмінь b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{8,0}{19,78 - 0} = 22^\circ$$

Струмінь с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{8,0}{17,7 - 0} = 24,3^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

$$\beta_{1a} = 17 + 2 = 19^\circ$$

$$\beta_1 = 22 + 4,5 = 26,5^\circ$$

$$\beta_1 = 24,3 + 7,2 = 31,5^\circ$$

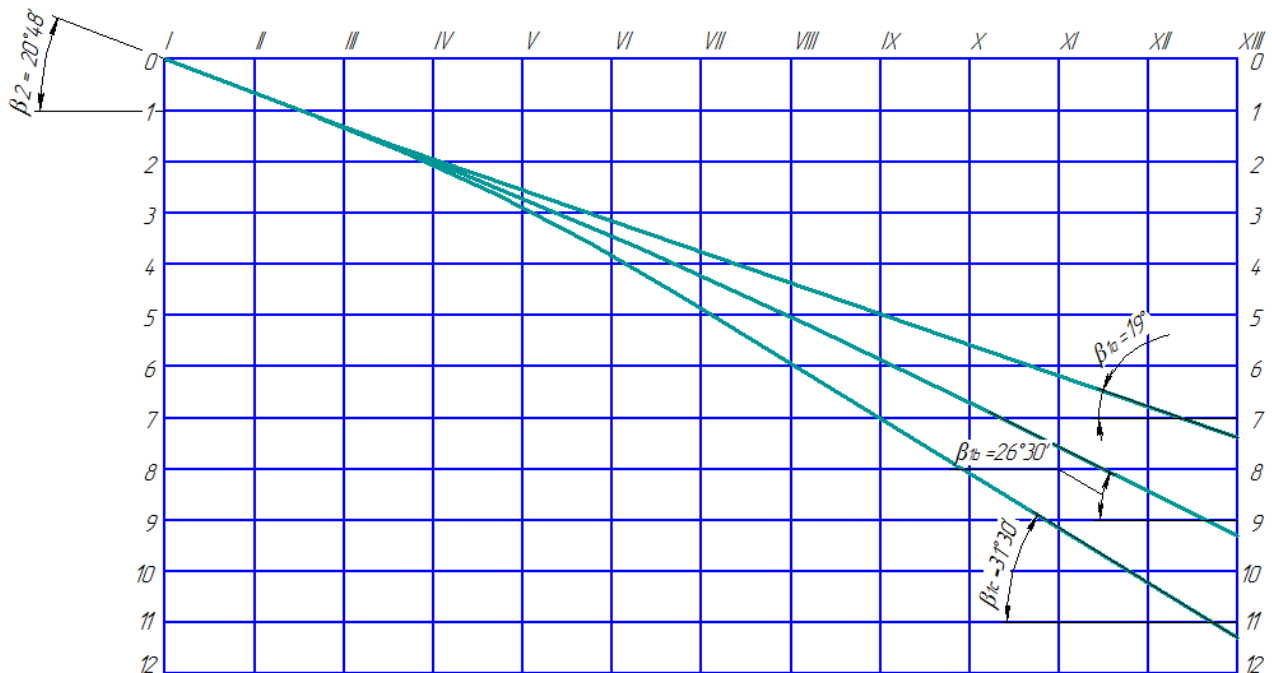


Рисунок 4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (комфортна діаграма)

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 комфортної діаграми.

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

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

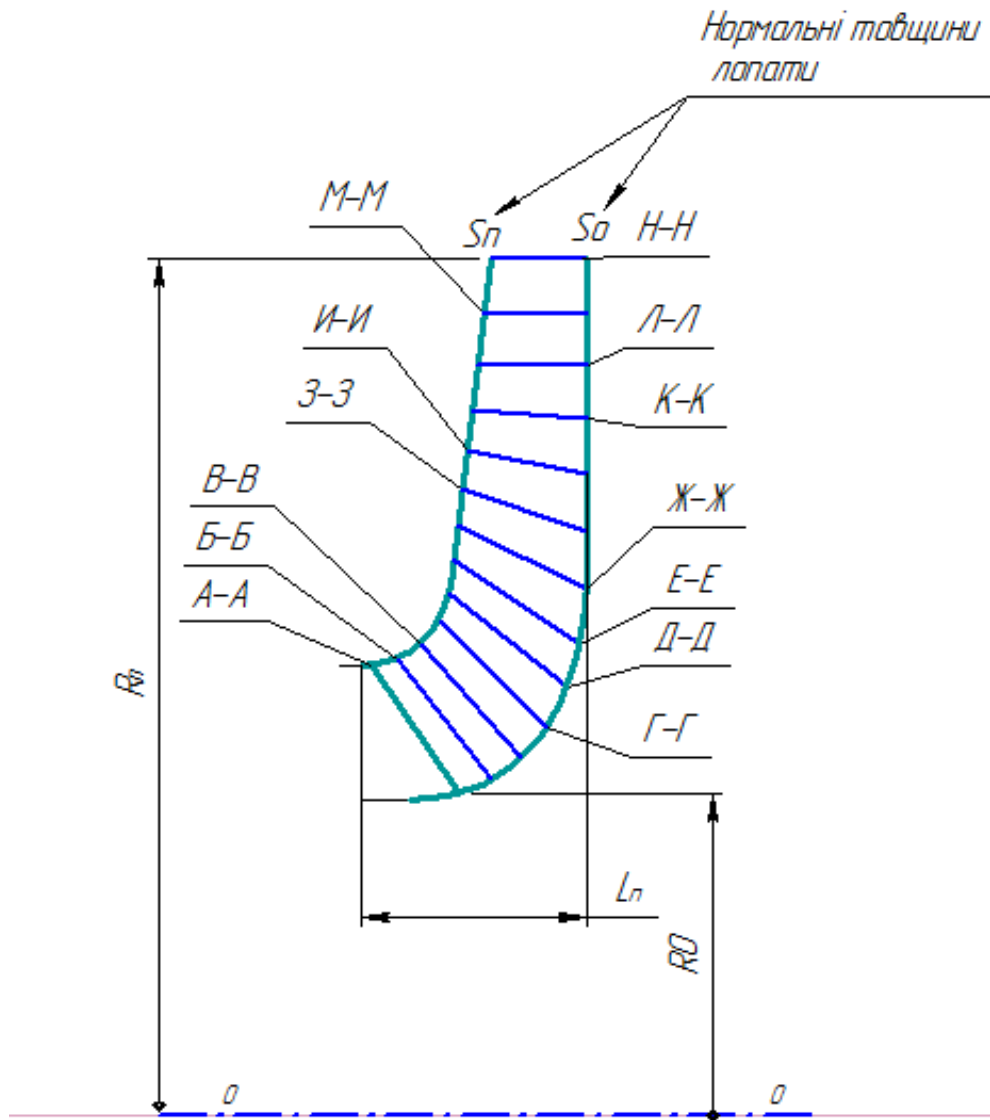


Рисунок 5 Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

2. Побудова лопаті в плані

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

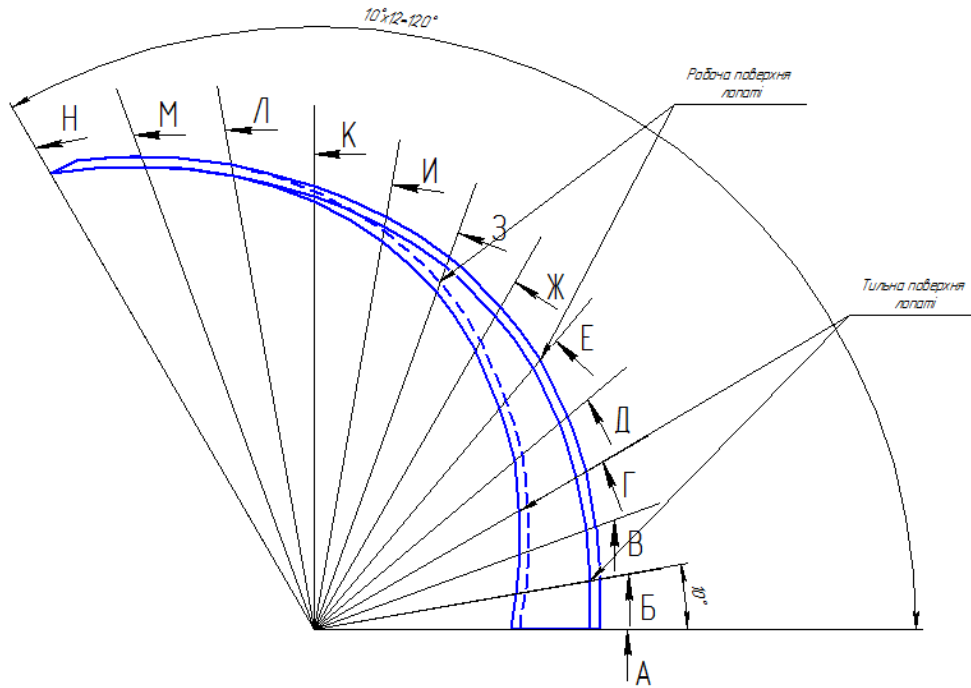


Рисунок 6 Лопать в плані

3. Розрахунок та проектування спірального відводу

3.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 245 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір ступені насоса	$H_{ст} = 121,8 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 3000 \text{ [об/хв].}$
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 78$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0,881$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 300 \text{ [мм]}$
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 17 \text{ [мм]}$

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 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (48)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 78) \cdot 0,15 = 0,162 \text{ [м]}$$

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

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = m \cdot b_2, \quad (49)$$

де $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 17 = 0,2975 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_3 = 30 \text{ [мм]}$

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

$a/h = 0.25 \div 0.4$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0.3$, Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0,5 \dots 0,7) \cdot b_3 \quad (50)$$

$$r' = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ [мм]}$$

3.2.3 Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{сп}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s і може бути вибраний із таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – 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
$\varphi_{сп.}$, град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

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

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

$$A_{сп.розр.} = \frac{\varphi_{сп.}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H_{ст} \cdot g} \quad (50)$$

$$A_{сп.розр.} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,881 \cdot 3000 \cdot 240}{30 \cdot 121,5 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,015 \text{ [м]}$$

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:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{сп.}}, \quad (51)$$

де $\Delta r_i = 10 \text{ [мм]}$.

3.2.6 Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H_{ст} \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n} \quad (52)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 121,8 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,881 \cdot 3000} = 4,21 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\Delta r_i = 10 \text{ [мм]}$. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

Таблиця 4.1 - 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	162	30	0,185	0,201	0,00846	0,0087
2	172	37,3	0,217	0,231	0,0097	0,0187
3	182	44,6	0,245	0,2575	0,0108	0,0299
4	192	51,8	0,27	0,2815	0,0119	0,0421
5	202	59,1	0,293	0,303	0,0128	0,0552
6	212	66,4	0,313	0,3225	0,0136	0,0692
7	222	73,7	0,332			

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 $F_{\text{роз.}}$.

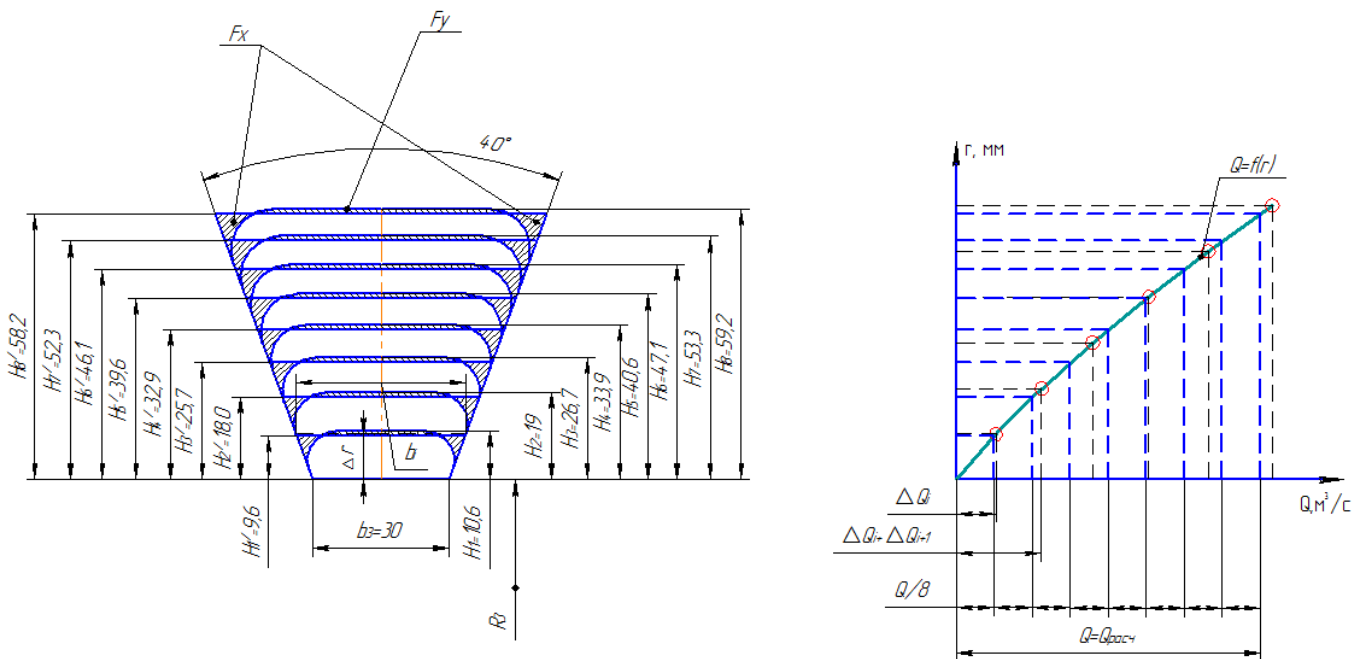


Рисунок 7 Побудова меридіональних перерізів відводу

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:

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.}, \quad (53)$$

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

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} = \frac{F_{пр}}{\rho}, \quad (54)$$

де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийємо $\rho = R_3 = 162$ [мм].
 $F_{пр} = 2430,0$ [мм²] – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.розр.} = \frac{2430}{162} = 15,0 \text{ [мм]} = 0,015 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0,015}{0,015} = 1$$

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 $D_{вих}$:

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{вих}}}, \quad (55)$$

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

Приймаємо $V_{вих} = 5$ [м/с], тоді:

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot 240}{3,14 \cdot 5 \cdot 3600}} = 0,13 \text{ [м]}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{вих}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{вих} = 130$ мм.

3.4.2 Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg \left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L} \right), \quad (56)$$

де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 10^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 10^\circ$.
 $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр розрахункового перерізу.

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}} \quad (56)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002978}{3,14}} = 0,06[\text{м}]$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \tg \left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2} \right)} \quad (57)$$

$$L = \frac{0,13 - 0,06}{2 \cdot \tg \left(\frac{10}{2} \right)} = 0,4[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 0,4[\text{м}]$.

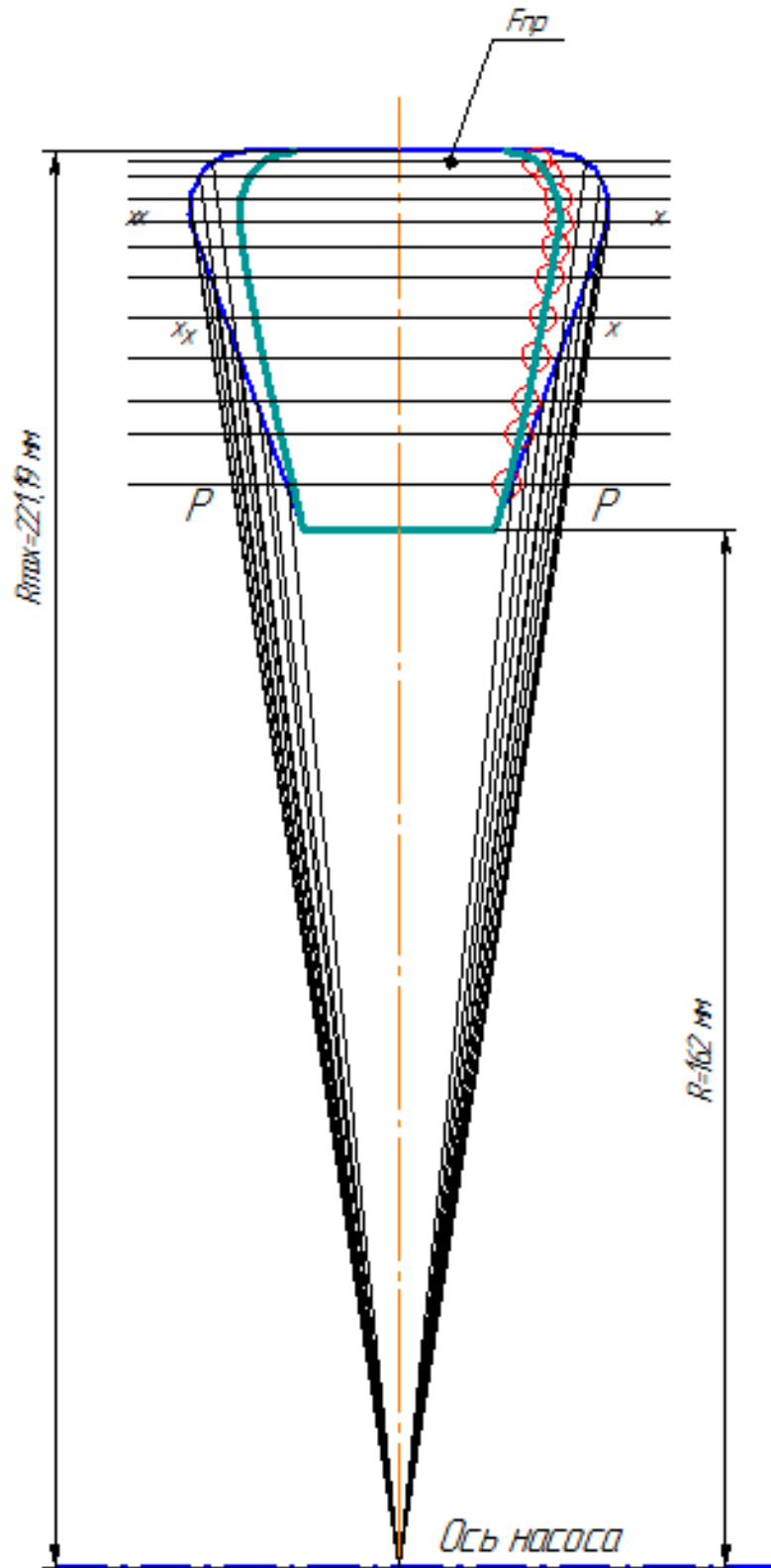


Рисунок 8 – Побудова приведенного перерізу

4.4 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.

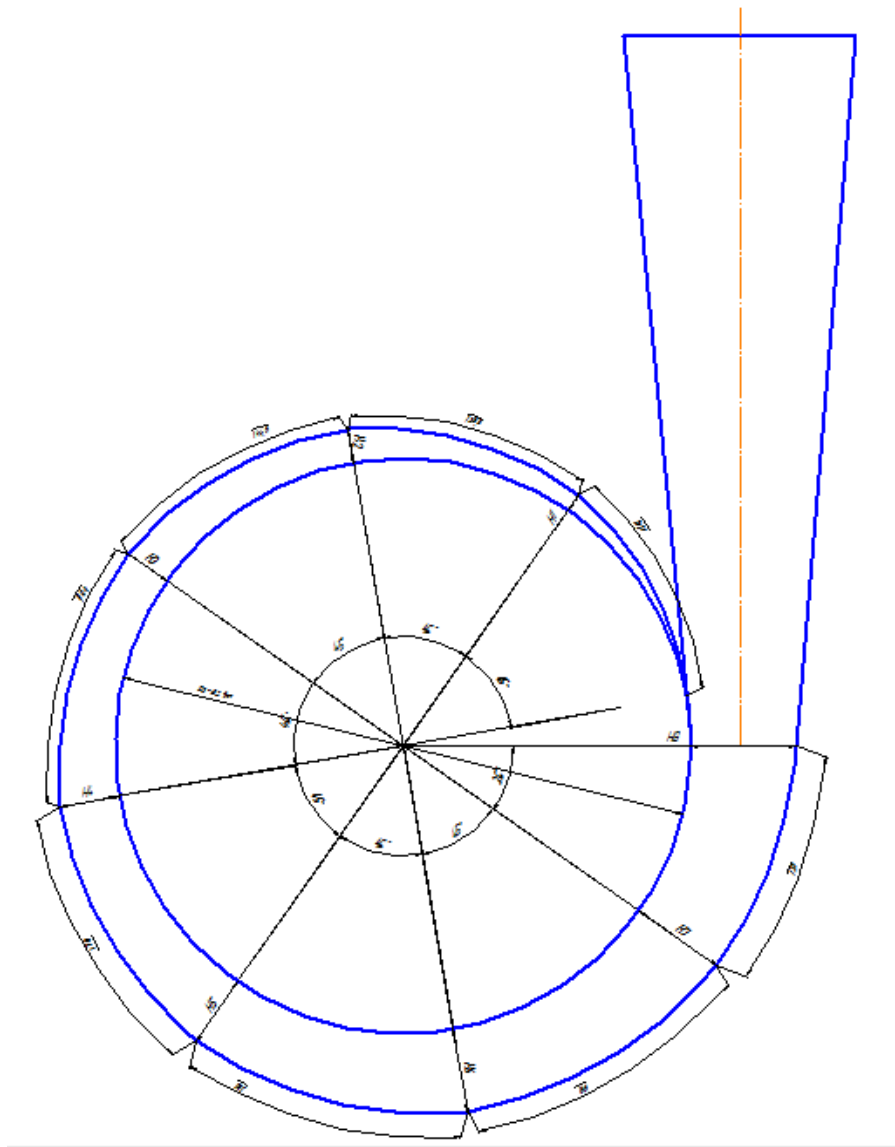


Рисунок 9 – План спірального відводу

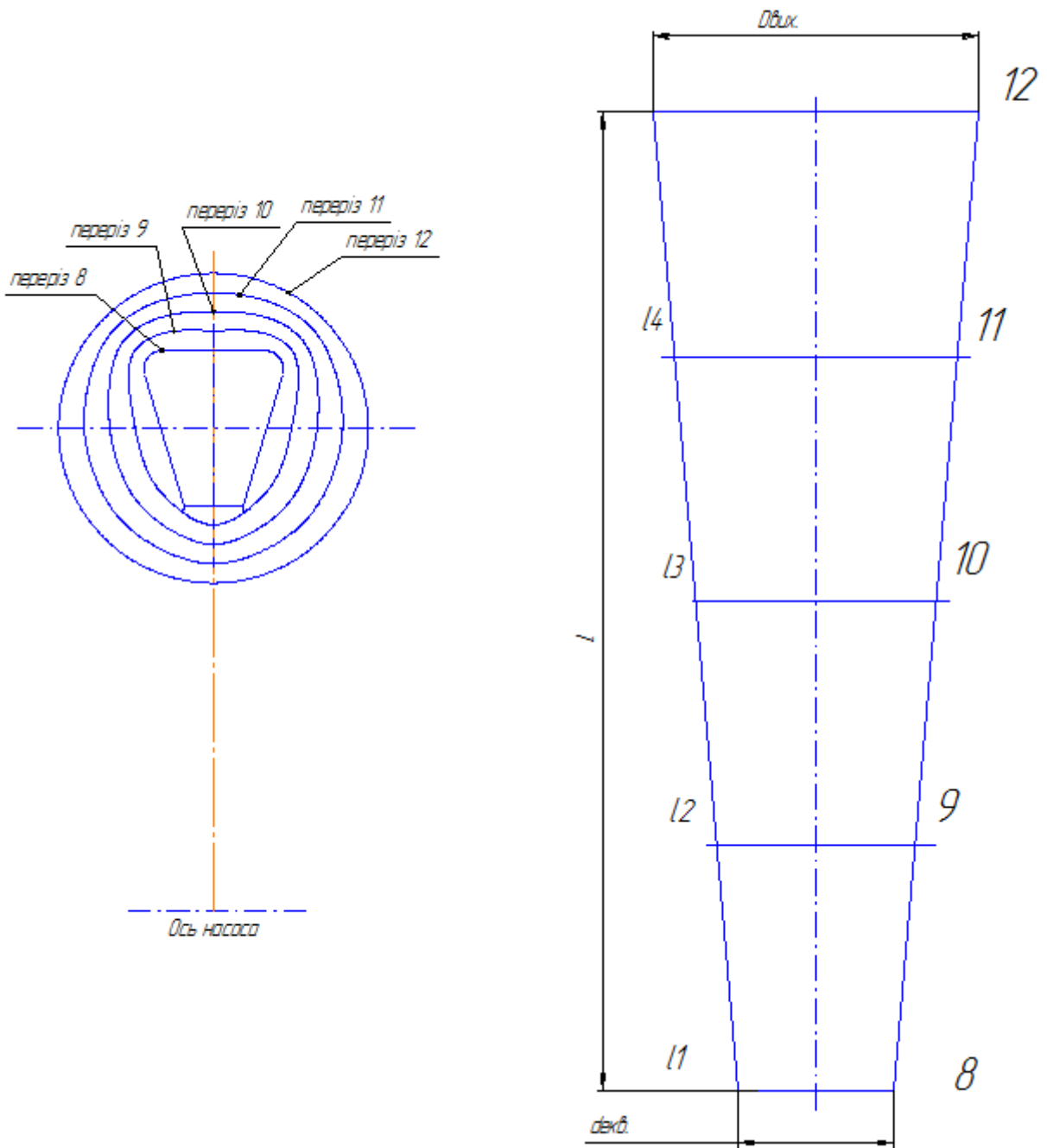


Рисунок 10 Дифузорна частина відводу

4. Розрахунок вибору привода насоса

4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N = 1691 \text{ [кВт]}$$

$$N_{max} = 1860 \text{ [кВт]}$$

На основі відомої частоти обертання та розрахованої потужності обираємо електричний двигун СТДМ-2000-2РУХЛ4 з потужністю 2000 кВт та частотою обертання 3000 обертів на хвилину.

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудова 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 ($n_A = 0$):

$$M_A = 0,21 \cdot M_{ном}, \quad (55)$$

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

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega},$$

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (56)$$

де $n = 6000$ [об/хв] - частота обертання ротора насоса.

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

$$M_{ном} = \frac{1691}{314} = 5385 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 5385 = 1130,85 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{max} = 5920 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{ном} \quad (57)$$

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ [об/хв]},$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{max} \quad (58)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 5920 = 177,6 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2} \quad (59)$$

$$k = \frac{5920}{3000^2} = 6,58 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (60)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 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 4.1 - Пускова моментна характеристика

п, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н·м	0	164	658	1480	2631	4111	5920

На рисунку 4.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

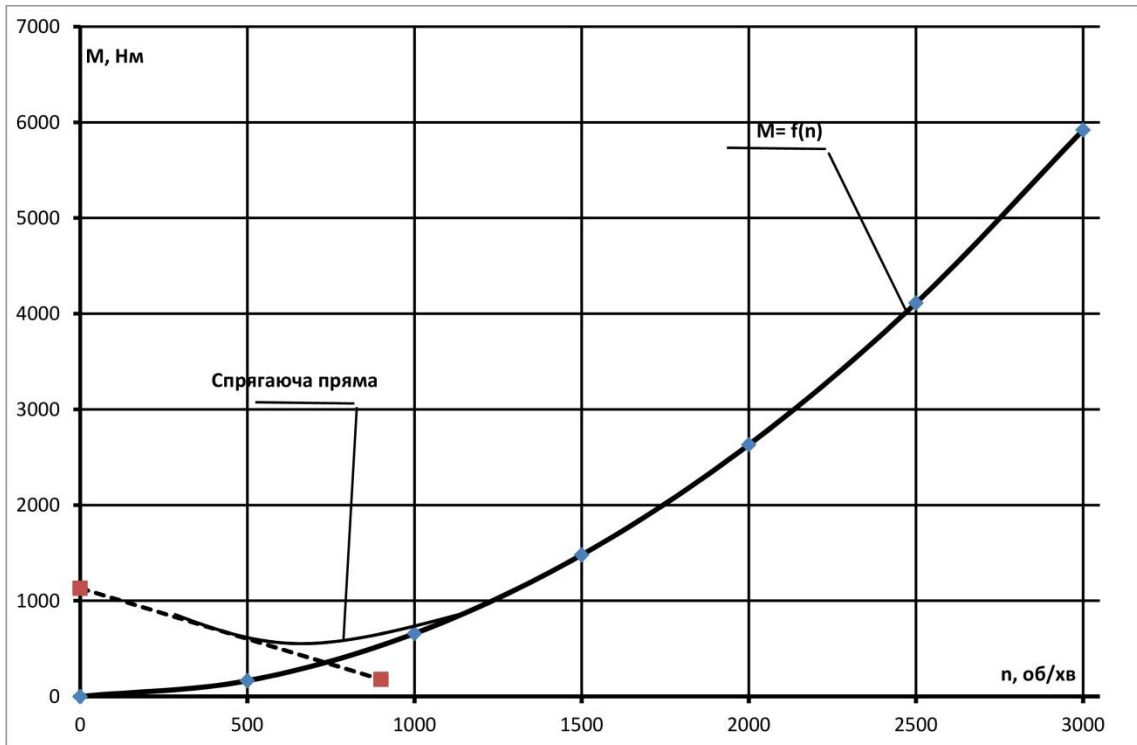


Рисунок 11 - Пускова моментна характеристика

5. Розрахунки на міцність

5.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 12)

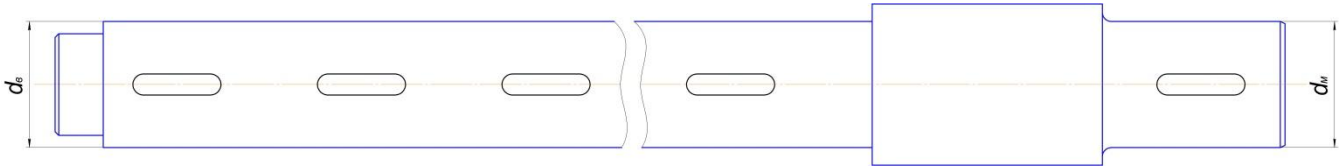


Рисунок 12 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр вала під робочим колесом $d_k = 85$ [мм].

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{BT} = d_k + 10 \quad (61)$$

$$d_{BT} = 85 + 10 = 95 \text{ [мм]}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = (0.8 \div 1.2) \cdot d_{дв}, \quad (62)$$

де $d_{дв} = 120$ [мм] - вихідний кінець вала обраного двигуна.

$$d_m = 1 \cdot 120 = 120 \text{ [мм]}$$

5.2 Розрахунок вала

Основними завданнями при розрахунку валів є гарантування об'ємної міцності, обмеження деформації в згині та круті в найбільш критичному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є взаємопов'язаними процесами, визначення необхідних розмірів проводиться на три етапи. На першому етапі, який є попереднім розрахунком, визначаються реакції, які діють на опорах вала. На другому етапі, який є наближеним, уточнюються основні розміри вала. На третьому, або перевірному, етапі визначають коефіцієнти запасу міцності, порівнюють їх з допустимими значеннями та, за необхідності, вносять корективи з метою досягнення відповідності фактичних запасів міцності допустимим.

5.3 Розрахунок шпонкового з'єднання

5.3.1 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 ($d_k = 100$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 10 \cdot 8 \cdot 75$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (63)$$

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

$h = 8$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 100$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 5920$ [Н · м];

l_p – робоча довжина шпонки.

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою:

$$l_p = l - b \quad (64)$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 75 - 10 = 65 \text{ [мм]}$$

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 5920}{0,1 \cdot 0,065 \cdot (0,008 - 0,004)} = 374 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 374 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (65)$$

де $\sigma_{0,2} = 700$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 700 = 392 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (66)$$

$$374 \text{ [МПа]} \leq 392 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (67)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 5920}{0,1 \cdot 0,075 \cdot 0,01} = 197,3 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 197,3 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (68)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (69)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 392 = 235,2 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$197,3 \text{ [МПа]} \leq 235,2 \text{ [МПа]}$$

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

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 140$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 36 \cdot 20 \cdot 100$$

Напруження на зминання знайдемо за формулою (72):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 5920}{0,14 \cdot 0,064 \cdot (0,02 - 0,012)} = 165 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 165 \text{ [МПа]}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 12$ [мм].

діаметр вала $d = d_m = 140$ [мм].

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою (73):

$$l_p = 100 - 36 = 64 \text{ [мм]}$$

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 392$ [МПа]

Умова міцності на зминання, формула (74), виконується:

$$165[\text{МПа}] \leq 392 [\text{МПа}]$$

Перевірка шпонки на зріз, згідно формули (76):

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 5920}{0,14 \cdot 0,1 \cdot 0,02} = 42,2 \cdot 10^6 [\text{Па}] = 42,2 [\text{МПа}]$$

Допустиме напруження на зріз $[\tau]_{зр} = 235,2$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$42,2 [\text{МПа}] \leq 235,2 [\text{МПа}]$$

6 РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

6.1 Фізичні та фізіологічні параметри шуму. Дія на організм людини. Нормування. Методи захисту.

Шум визначається як будь-який небажаний звук, що заважає. Виробничий шум відноситься до звукових проявів на робочих місцях, дільницях або територіях підприємств під час виробничого процесу.

Негативні наслідки виробничого шуму можуть включати професійні захворювання, збільшення загальної захворюваності, зниження працездатності, а також підвищення ризику травм та нещасних випадків. Це також може спричинити порушення сприйняття попереджувальних сигналів, втрату слухового контролю, та впливати на функціонування технологічного обладнання.

Шум поділяється за характером впливу на фізіологічні функції на три типи: заважаючий (перешкоджає мовному зв'язку), подразнюючий (спричиняє нервові напруження та зниження працездатності), і шкідливий (порушує фізіологічні функції на тривалий період та спричиняє розвиток хронічних захворювань, таких як гіпертонія, туберкульоз, виразки шлунку). Шум також може бути травмуючим, різко порушуючи фізіологічні функції організму людини.

Фізично, шум представляє собою коливання пружного середовища та характеризується звуковим тиском, що є функцією частоти та часу. З погляду фізіології, шум визначається як відчуття, сприйняте органами слуху під час впливу на них звукових хвиль у діапазоні частот 16-20000 Гц.

Негативний вплив шуму на продуктивність праці та здоров'я людини відомий. У шумних умовах продуктивність ручної праці може знизитися до 60%, а кількість помилок при розрахунках може зрости більше, ніж на 50%.

При тривалій роботі в шумних умовах в основному уражаються нервова та серцево-судинна системи та органи травлення. Зменшення виділення шлункового соку та його кислотності сприяє захворюванню гастритом. Крикливість при спілкуванні в умовах виробництва також має негативний вплив на психіку людини.

Індивідуальна чутливість до впливу шуму різна, і для деяких людей погіршення слуху може наступити вже через декілька місяців, в той час як у інших це може тривати декілька років. Дослідження показують, що для 20% населення шум може бути причиною передчасного старіння.

Шум від працюючого насоса умовно можна розділити на базові шуми, що визначаються конструктивними особливостями і додаткові шуми, що з'являються в процесі експлуатації.

Базові джерела шуму в насосі:

- підшипники кочення
- повітряне охолодження електродвигуна

Обидва базових джерела шуму в насосі пов'язані з частотою обертання і потужністю електродвигуна. Європейська норма ISO 3743 лімітує шум, що видає насос під час роботи в залежності від потужності і частоти обертання електродвигуна.

Таблиця 6.1 - Нормовані рівні звукового тиску (дБ) та рівні звуку (дБА) на робочих місцях відповідно до ДСН 3.3.6.037–99

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц									Рівні шуму та еквівалентні рівні шуму, дБА, дБА _{екв.}
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях на території підприємств	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Шум, що видає насос нерозривно пов'язаний з частотою обертання робочого колеса, тому вплинути на нього можна лише знижуючи частоту обертання. Але зі зниженням частоти обертання знижується і продуктивність насоса, тому установка регулятора частоти може дати суттєвий ефект в тому

випадку якщо насос підібраний з великим запасом, а також в системах з піковим підвищенням водоспоживання.

Додаткові шуми насоса:

- пошкоджено підшипник;
- незакріплені корпус насоса;
- кавітація, супроводжується різким шумом і вібрацією;
- вібрація передається до огорожувальних конструкцій і трубопроводів;

Заходи щодо зниження шуму від насосів:

- Встановити регулятор частоти обертання електродвигуна. Цей захід буде мати суттєвий ефект в тому випадку якщо насос підібраний з запасом потужності або робота на максимальній потужності необхідна лише в пікові години (наприклад в системах водопостачання).
- Виконати звукоізоляцію приміщення в якому встановлений насос.
- Якщо насос встановлений на фундаменті, - фундамент слід віброізолювати.
- На підвідних і відвідних трубопроводах до насоса встановити антивібраційні вставки.
- Виконати віброізоляцію опор трубопроводів закріплених до огорожувальних конструкцій будівель. Підвісні опори рекомендується виконати шарнірними, а під трубопровід підкласти прокладки з щільної гуми.

Дія на організм людини.

Вплив шуму на організм людини є небезпечним та шкідливим, і це факт тепер визнано з повною достовірністю. Рівень та характер шуму, форма та тривалість впливу, а також індивідуальні особливості людини визначають ступінь його

негативного впливу на органи та системи організму. Різноманітні дослідження підтверджують, що шум, як загальнофізіологічний подразник, може викликати різноманітні захворювання, такі як нервові та серцево-судинні захворювання, виразкова хвороба, порушення обмінних процесів і функцій слухових органів.

Останнім часом значно зросла частка захворювань, пов'язаних із шумом, серед загальної кількості. Важливо враховувати, що людина не має природного механізму адаптації до шуму протягом багатьох тисяч років еволюції. Це стосується особливо високочутливого та досконалого органу слуху людини.

Медичні дослідження вказують на особливо негативний вплив навіть невеликих рівнів шуму під час відпочинку та сну, коли організм має можливість відновлювати сили. Необхідно нагадати, що багато країн, включаючи нашу, встановлюють заборону на порушення тиші у житлових районах протягом певного часу.

Особливу увагу приділяють вивченню впливу шуму на слуховий апарат людини. Професіонали, які працюють в "шумних" областях, можуть зазнати професійних захворювань, таких як туговухість, що проявляється поступовою втратою слуху. Крім того, шум впливає на різні відділи головного мозку, порушуючи нормальні процеси вищої нервової діяльності. Цей неспецифічний вплив може виявлятися у втомлюваності, роздратованості, зниженні уваги та інших негативних явищах.

Для характеристики впливу шуму на організм людини використовуються різні рівні звукового тиску. Важливо зазначити, що рівні шуму понад 90 дБА можуть призводити до серйозних фізіологічних та функціональних порушень в органах та системах організму, включаючи слухову чутливість, роботу серця та судин, а також викликати головний біль та інші негативні реакції.

Нормування.

Характеристика рівня звуку пов'язана з величиною звукового тиску, що вимірюється у паскалях (Па). Звуковий тиск (P) представляє різницю між моментальними значеннями повного тиску та середнього тиску в збуреному середовищі при поширенні акустичних хвиль. Для людини мінімально вловлюваний звуковий тиск (P_0) становить 2×10^{-5} Па (порог чутливості), а максимальний, що викликає біль, становить 2×10^2 Па. Слуховий апарат може розпізнати діапазон звукових тисків, який змінюється в 10^7 разів.

У практиці для зручності використовується логарифмічна шкала рівня звукового тиску, вимірювана в децибелах (дБ) за формулою $L = 20 \lg (P/P_0)$. Порог больового відчуття для людини становить 140 дБ.

На робочих місцях шум вимірюється шумоміром за частотною характеристикою "А". Цей прилад складається з мікрофону, підсилювача, фільтрів, записуючого пристрою та монітору. Вимірювання рівня шуму проводиться на певній відстані та орієнтовано в напрямку максимального шуму. Використовуючи шкалу "А", визначається еквівалентний рівень шуму (LA) в дБА за формулою $LA = 20 \lg (PA/Po)$, де PA - значення звукового тиску з урахуванням корекції "А" шумоміра.

Максимальний рівень інтенсивності шуму, при якому можна працювати без індивідуального захисту, складає 80 дБА.

Методи захисту.

Боротьба із шумом вже на етапі його виникнення є найефективнішим методом протидії. Для цього розробляються та впроваджуються малошумні механічні передачі, методи зниження рівня шуму в підшипникових вузлах та вентиляторах.

Ще одним методом зменшення шуму є застосування звукопоглинальних та звукоізоляційних заходів. Суть цього підходу полягає в розташуванні найшумніших об'єктів в окремому приміщенні або кабіні, ізольованому від основного, менш шумного простору звукоізолюваною стіною чи перегородкою. Це також може включати розташування оператора в спеціальній кабіні для спостереження та управління технологічним процесом. Застосування екранів та ковпаків може також використовуватись для захисту робочого місця та особи від прямого впливу звуку, але це не зменшує рівень шуму в приміщенні.

Інший метод зменшення шуму - акустична обробка приміщення, яка передбачає використання звукопоглинальних матеріалів на стелі та верхній частині стін. Додаткові заходи можуть включати підвішування звукопоглинальних щитів, конусів, кубів або встановлення резонаторних екранів, таких як штучні поглиначі.

Загальна ефективність заходів зменшення шуму залежить від властивостей використовуваних матеріалів, їх розташування, геометрії приміщення, розташування джерел шуму та інших факторів. Важливо передбачати заходи щодо зменшення шуму вже на етапі проектування промислових об'єктів та обладнання.

Зокрема, ефективне знешумлення обладнання з високим рівнем шуму може бути досягнуте лише завдяки комплексним заходам, таким як винесення шумного обладнання в окреме приміщення, а також використання низькопоглинальних та звукоізоляційних матеріалів. Роботу зі знешумлення діючого виробничого обладнання слід починати з аналізу шумових карт та спектрів, щоб визначити оптимальний напрямок дій.

6.2 Організація пожежної безпеки у навчальному закладі

і відповідно до розділу II Правил пожежної безпеки для навчальних закладів та установ системи освіти України, затверджених наказом Міністерства освіти і науки України від 15.08.2016 № 974, зареєстрованих у Міністерстві юстиції України 08 вересня 2015 року за № 1229/29359 [15], керівники закладів та установ повинні виконувати такі обов'язки з метою забезпечення протипожежного режиму:

Визначати обов'язки посадових осіб, які відповідають за пожежну безпеку, і призначати відповідальних осіб за пожежну безпеку будівель, споруд, приміщень, інженерного обладнання, а також за утримання та експлуатацію засобів протипожежного захисту, що передбачені у функціональних обов'язках, посадових інструкціях тощо.

Забезпечувати розробку та затвердження орієнтовного плану евакуації учнів та вихованців у разі пожежі та порядку оповіщення учасників навчально-виховного процесу, встановлюючи обов'язки та дії працівників на випадок виникнення пожежі. План евакуації та порядок евакуації повинні переглядатися один раз на три роки.

Розробляти та затверджувати інструкцію, що визначає дії працівників закладу щодо забезпечення безпечної та швидкої евакуації учасників навчально-виховного процесу. Проводити практичні тренування всіх працівників не рідше одного разу на піврік (в установах сезонного типу - на початку кожної зміни).

Під час розслідування нещасних випадків, спричинених пожежею, дотримуватися Порядку проведення розслідування та ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій на виробництві, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 30 листопада 2011 року № 1232, та Положенням про порядок розслідування нещасних випадків, що сталися під час навчально-виховного процесу в навчальних закладах, затвердженим наказом Міністерства освіти і науки України від 31 серпня 2001 року № 616, зареєстрованим у Міністерстві юстиції України 28 грудня 2001 року за № 1093/6284 (зі змінами).

Забезпечувати виконання заходів пожежної безпеки, запропонованих органами державного нагляду у сфері пожежної безпеки і органами державної виконавчої влади у межах їхньої компетенції.

Встановлювати протипожежний режим у кожному закладі та установі, включаючи порядок утримання шляхів евакуації, застосування відкритого вогню, використання побутових електронагрівальних приладів, проведення тимчасових пожежонебезпечних робіт, проїзду та стоянки транспортних засобів, прибирання горючого пилу й відходів, зберігання промасленого спецодягу та ганчір'я, очищення елементів вентиляційних систем від горючих відкладень, відключення від мережі електроживлення обладнання та вентиляційних систем у разі пожежі, огляду та зачинення приміщень, будівель після закінчення занять

Керівники закладів та установ повинні:

Організувати вивчення цих Правил та гарантувати їх виконання.

Здійснювати контроль за дотриманням встановленого протипожежного режиму всіма учасниками навчально-виховного процесу.

Приймати заходи для попередження пожежної небезпеки та усунення недоліків, що можуть спричинити її виникнення. Особи, які не пройшли навчання, протипожежний інструктаж і перевірку знань з питань пожежної безпеки, не допускаються до роботи.

Забезпечити прийняття всіх закладів та установ відповідними комісіями перед початком навчального року, у які входять представники органів державного нагляду у сфері пожежної безпеки.

Створювати добровільну пожежну охорону відповідно до постанови Кабінету Міністрів України від 17 липня 2013 року № 564 “Про затвердження Порядку функціонування добровільної пожежної охорони” для проведення заходів із запобігання пожежам та організації їх гасіння.

У загальноосвітніх навчальних закладах можуть створюватися дружини юних рятувальників-пожежників.

В закладах та установах із цілодобовим перебуванням учнів/вихованців встановлювати чергування обслуговувального персоналу в нічний час без права сну, забезпечуючи їх телефонним зв'язком.

Черговий зобов'язаний перевіряти наявність і стан систем протипожежного захисту, пересвідчитися в доступності шляхів евакуації та вчасно вживати заходів щодо усунення порушень протипожежного режиму.

У будівлях і спорудах із двома і більше поверхами розробляти та розміщувати на видних місцях плани (схеми) евакуації на випадок пожежі, якщо на одному поверсі перебуває понад 25 осіб.

Розробляти інструкцію для працівників охорони щодо контролю за дотриманням протипожежного режиму, огляду території та приміщень, дій у разі виявлення пожежі та виклику відповідних посадових осіб.

6.2 Дії населення в разі виникнення надзвичайних ситуацій

Населення повинно дотримуватися певних дій в разі виникнення надзвичайних ситуацій для забезпечення власної безпеки і сприяння загальному порядку. Нижче наведено загальні рекомендації щодо дій населення під час надзвичайних ситуацій:

1. Залиште спокій і не панікуйте:

- Спокій допомагає краще розуміти ситуацію і вживати ефективних заходів безпеки.

2. Слідкуйте за інформацією:

- Слухайте новини по радіо, телебаченню або іншим засобом масової інформації для отримання оновленої інформації про ситуацію.

3. Виконуйте вказівки владних органів:

- Слідуйте інструкціям та рекомендаціям владних органів і служб безпеки.

4. Запасайте продукти та необхідні речі:

- Маєте достатньо запасів їжі, води, ліків та інших необхідних речей для періоду можливих надзвичайних ситуацій.

5. Зберігайте важливі документи:

- Маєте при собі копії важливих документів, таких як паспорт, медична картка, документи на власність тощо.

6. Визначте місце для укриття:

- Заздалегідь визначте безпечне місце для укриття від небезпеки, таке як сховище від погодних умов або втеча від небезпечних зон.

7. Не виходьте на вулицю без необхідності:

- Утримуйте себе від виходу на вулицю в небезпечних умовах і слідкуйте за рекомендаціями щодо обмеження руху.

8. Допомагайте одне одному:

- Будьте готові допомагати сусідам та іншим людям, особливо тим, хто може потребувати додаткової допомоги.

9. Зберігайте сполучення:

- Заряджайте мобільні телефони і маєте резервні джерела енергії для підтримання зв'язку.

10. Дотримуйтесь гігієнічних стандартів:

- Дотримуйтеся правил особистої гігієни для уникнення захворювань, особливо у надзвичайних ситуаціях.

6.3 Оповіщення

З метою привернення уваги громадськості до невідкладної інформації, яку надають територіальні органи цивільного захисту, використовуються сирени, розташовані на відповідних територіях, а також висловлюється у формі аудіозапису, що транслюється телебаченням і радіомовленням та сигналізує попереджувальний сигнал "УВАГА ВСІМ!". Після початку звукового сигналу сирени передається відповідна інформація щодо надзвичайної ситуації.

При отриманні цього сигналу громадяни повинні негайно увімкнути радіоприймачі або телевізори та слухати повідомлення управління з питань надзвичайних ситуацій. Для різних видів надзвичайних ситуацій готові текстові повідомлення, які мають бути використані під час інформування.

Кожен громадянин, перебуваючи на роботі, повинен виконувати всі вказівки керівника підприємства та діяти відповідно до вказівок органів цивільного захисту. У випадку перебування вдома під час надзвичайної ситуації слід дотримуватися наступних рекомендацій:

1. Тримати включеними радіоприймачі та телевізори для слухання розпоряджень та вказівок.
2. Інформувати сусідів про отриману інформацію.
3. Підготувати засоби індивідуального захисту та медичну аптечку.
4. Забезпечити наявність документів, засобів зв'язку, продуктів, води та інших необхідних засобів.
5. Здійснювати протипожежні заходи, закривати вікна та ущільнювати їх.
6. Уточнювати місце найближчого укриття та знаходження засобів захисту.
7. Діяти згідно отриманих вказівок та інструкцій.

Якщо ви перебуваєте в транспорті або громадському місці, необхідно уважно слухати повідомлення, визначати місця укриття і вчасно діяти відповідно до ситуації.

6.4 Правила поведінки населення при пожежах

У випадку, якщо ви опинилися у приміщенні під час пожежі:

1. Якщо ви прокинулись від шуму пожежі та відчули запах диму, не сідайте у ліжку. Замість цього, скотіться з ліжка і повзьте під хмарою диму до дверей, але не відчиняйте їх відразу.

2. Обережно доторкніться до дверей тильною стороною долоні. Якщо двері не гарячі, відчиніть їх обережно та вийдіть швидко. Якщо двері гарячі, ні в якому разі не відчиняйте їх.
3. Після виходу щільно закрийте двері, а всі щілини і отвори закрийте тканиною, якщо це можливо, зокрема, вологою, щоб запобігти проникненню диму. Повертайтеся повзком углиб приміщення та вживайте заходів для порятунку.
4. Присядьте, глибоко вдихніть, розчиніть вікно і висуньтеся, кричіть "Допоможіть, пожежа!" Якщо ви не можете відчинити вікно, розбийте скло твердим предметом, щоб привернути увагу людей, які можуть викликати пожежно-рятувальну службу.
5. Якщо ви вийшли через двері, закрийте їх і продовжуйте рухатися повзком до виходу з приміщення, обов'язково зачиняючи за собою всі двері.
6. У висотних будівлях не біжіть донизу через полум'я. Скористайтеся можливістю вийти на дах будівлі.

Заборонено використовувати ліфт під час пожежі! У всіх випадках намагайтеся викликати пожежно-рятувальну службу за номером 101.

6.5 Правила поведінки населення при загрозі бойових дій

Підготовка оселі:

- Встановіть захисні смуги, використовуючи скотч, папір або тканину, на віконному склі, щоб підвищити його стійкість до вибухової хвилі, зменшити ризик уламків та уникнути травмування у випадку пошкодження.
- Облаштуйте укриття у підвалі, яке може бути захищене мішками з піском, та підготуйте аварійний вихід, якщо це можливо.
- Якщо є земельна ділянка, створіть укриття на відстані, що перевищує висоту будинку.
- Зробіть запаси питної та технічної води.
- Створіть запаси продуктів тривалого зберігання.
- Поповніть домашню аптечку засобами для надання першої медичної допомоги.
- Підготуйте або закупіть засоби первинного пожежогасіння.
- Приготуйте ліхтарі, включаючи комплекти запасних батарей, газові лампи та свічки на випадок відключення енергопостачання.
- Забезпечте прилади (примус) для приготування їжі у випадку відсутності газу та електропостачання.
- Підготуйте необхідні речі та документи для термінової евакуації або переходу до захисних споруд цивільного захисту.
- Забезпечте транспорт, тримаючи його у справному стані та з запасом палива для безпечного переїзду до іншого району.
- При наближенні зимового періоду обдумайте питання щодо обігріву оселі у разі відключення централізованого опалення.

6.6 Правила поведінки населення при хімічній небезпеці

Аварії (катастрофи) на підприємствах, транспорті та продуктопроводах можуть викликати викид (вилив) небезпечних хімічних речовин (НХР) в атмосферу та прилеглу територію, таких як хлор, аміак, синильна кислота, фосген, сірчаний ангідрид та інші. Це становить серйозну загрозу для населення, оскільки забруднене повітря може вразити органи дихання, очі, шкіру та інші частини тіла [16].

Дії у випадку загрози хімічної небезпеки:

- Реагуйте на уривчастий звук електросирен та оголошення "Увага всім!" у мережі радіомовлення. негайно увімкніть радіоприймач або телевізор та уважно слухайте інструкції про надзвичайну ситуацію та рекомендації щодо дій.
- При оголошенні небезпечного стану уникайте паніки та надайте допомогу інвалідам, дітям та людям похилого віку.
- Зменште проникнення небезпечних хімічних речовин у приміщення: щільно закрийте вікна та двері, заклейте щілини.
- Підготуйте запас питної води та прості засоби санітарної обробки.
- Дізнайтеся про місце збору для евакуації та уточніть час початку. Зберіть необхідні документи, цінності, ліки, продукти та інші речі для евакуації.

Дії у випадку раптового виникнення хімічної небезпеки:

- Уникайте паніки та одягніть засоби індивідуального захисту органів дихання та шкіри.
- Якщо можливо, залиште зону хімічного забруднення.
- Якщо залишитися у приміщенні, герметизуйте його: закрийте вікна, двері, димоходи, вимкніть джерела газо- та електропостачання.
- Зберіть необхідні речі для евакуації у герметичну валізу.
- Вийдіть із зони хімічного забруднення, обходячи тунелі та яри, та інформуйте сусідів про евакуацію.
- При ураженні хімічною речовиною уникайте фізичних навантажень, пийте рідину та звертайтеся до медичного закладу.
- Після виходу із зони забруднення проведіть санітарну обробку та дізнайтеся про адреси організацій, що надають допомогу потерпілим.

ВИСНОВКИ

Згідно з темою магістерської роботи, був розроблений відцентровий насос ЦНС 245-1950. У магістерській роботі був проведений аналіз наявних конструктивних схем насосів типу ЦНС, які використовуються в Україні та світі. Основуючись на цьому аналізі, була обрана конструктивна схема майбутнього насосу.

Під час виконання роботи були закріплені навички розрахунку та проектування робочого колеса. Також отримані навички розрахунку та проектування направляючого апарата з преривчастою перевідною зоною. Застосування направляючого апарата цього типу призводить до зменшення масогабаритних характеристик насосного обладнання, зниження собівартості та підвищення технічного рівня і конкурентоспроможності. Також набуто навичок розрахунку та проектування торцевого ущільнення вала, гідроуп'язи та підшипників ковзання.

У розділі з охорони праці розглядаються:

1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання.
2. Організація пожежної безпеки у навчальному закладі.
3. Дії населення в разі виникнення надзвичайних ситуацій.

З результатів розрахунків були створені робочі креслення, такі як робоче колесо, направляючий апарат, складальне креслення насоса та ротора.

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. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
4. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструирование центробежных насосов»
5. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів (робіт) / укладачі: О. Г. Гусак, С. В. Сапожников, В. Ф. Герман, С. П. Кулініч, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 45 с.
6. Методичні вказівки до виконання випускної роботи бакалавра за професійним напрямом 6.0902 «Інженерна механіка» зі спеціальності 7.090209 «Гідравлічні і пневматичні машини» / укладачі: А. О. Євтушенко, Н. К. Ржебаєва. – Суми : Вид-во СумДУ, 2001. – 22 с.
7. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
8. Конструкция и расчет насосов высокого давления / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1971. – 304 с.
9. Малюшенко В. В. Динамические насосы : атлас / В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1984. – 85 с.
10. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
11. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – Ленинград : Машиностроение, 1966. – 364 с.
12. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
13. Малюшенко В. В. Энергетические насосы : справочное пособие / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 200 с.
14. Малюшенко В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энергия, 1975. – 280 с.
15. Чиняев И. А. Лопастные насосы : справочное пособие / И. А. Чиняев. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 184 с.
16. Животовский Л. С. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы : учебное пособие / Л. С. Животовский, Л. А. Смойловская. – Москва : Машиностроение, 1986. – 224 с.

- 17.Рахмилевич З. З. Насосы в химической промышленности: справ. изд. / З. З. Рахмилевич. – Москва : Химия, 1990. – 240 с.
- 18.Бакланов Н. А. Насосы в химической промышленности / Н. А. Бакланов. – 2-е изд., перераб. – Ленинград : Химия, 1977. – 71 с.
- 19.Герман В. Ф. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; под общ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
- 20.Насосы : справочное пособие / К. Бадеке, А. Градевальд, К.-Х. Хундт и др. ; под ред. В. Плетнера ; пер. с нем. В. В. Малюшенко, М. К. Бобок. – Москва : Машиностроение, 1979. – 502 с.
- 21.Малюшенко В. В. Расчет и профилирование осевого насоса : учебное пособие / В. В. Малюшенко. – Харьков, 1982. – 50 с.
- 22.Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт : справочное пособие / И. И. Киселев, А. Л. Герман, Л. М. Лебедев, В. В. Васильев. – Москва : Машиностроение, 1977. – 184 с.
- 23.Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 24.Гідравліка, гідро- та пневмопривод : підручник / за ред. О. О. Федорця, О. Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Київ : Знання, 2009. – 502 с.
- 25.Гідроприводи та гідропневмоавтоматика : підручник / В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін. ; за ред. В. О. Федорця. – Київ : Вища школа, 1995. – 463 с.
- 26.Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – Москва : Машиностроение, 1991. – 384 с.
- 27.Кононенко А. П. Об'ємні гідравлічні машини і гідроприводи : навчальний посібник / А. П. Кононенко. – Донецьк : ДВНЗ «ДонНТУ», 2001. – 292 с.
- 28.Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др. ; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 464 с.
- 29.Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский. – Москва : Машиностроение, 1980. – 200 с.
- 30.Шварцбурд Б. И. Технология производства гидравлических машин / Б. И. Шварцбурд. – Москва : Машиностроение, 1978. – 352 с.
- 31.Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
32. Справочник технолога-машиностроителя : в 2-х т. / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1986. – Т. 1. – 656 с.
- 33.Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної випускної роботи бакалавра за напрямом підготовки 0905 «Енергетика» зі спеціальності

- 7.000008 «Енергетичний менеджмент» / укладачі: А. О. Євтушенко, С. В. Сапожніков. – Суми : СумДУ, 2004. – 22 с.
- 34.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.
- 35.Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»: для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 48 с.
- 36.Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв»: для студ. напряму 6.050502 «Інженерна механіка» спец. 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 27 с.
- 37.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.
- 38.Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування / І. П. Пістун, І. О. Трунова, Р. Є. Стець. – Суми : ВТД «Університетська книга», 2011. – 557 с.
- 39.Охорона праці (техніка безпеки) : начальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. – Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.
- 40.Охорона праці (практикум) / І. П. Пістун, А. П. Березовський, І. І. Кельман та ін. – Львів : Тріада плюс, 2011. – 463 с.
- 41.Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
- 42.ДСТУ 4132–2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
- 43.ГОСТ 22247–96. Насосы центробежные консольные для воды.
- 44.Международный стандарт ИСО 2858–75. Насосы центробежные с осевым входом (номинальное давление 16 бар). Обозначение, номинальные параметры и размеры.