

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ і НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему

**„Розробка консольного відцентрового насоса на параметри: по-
дача 100 м³/год, напір 120м ”**

Зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітня програма
„Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”

Виконавець роботи

Івченко Костянтин Петрович

Науковий керівник

к.т.н., професор

Гусак Олександр Григорович

Суми 2020

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: с. 53, рис. 10, табл. 10, джерел 18.

Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: „Розробка консольного відцентрового насоса на параметри: подача $100 \text{ м}^3/\text{год}$, напір 120м “.

Графічна частина складається з 4 аркушів формату А1: складальні креслення насосного агрегату, насоса і корпусу; робоче креслення робочого колеса.

Наведено опис та обґрунтування вибраної конструкції насоса, гідравлічні розрахунки: розрахунок відцентрового робочого колеса, розрахунок сил, що діють на ротор.

Розрахунки на міцність містять розрахунок вала на статичну міцність і втому, розрахунок шпоночних з'єднань і розрахунок фланца напорного патруб-ка.

Наведений розрахунок довговічності підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

Виконаний аналіз потенційних шкідливостей і небезпек, які зумовлені експлуатацією проектуемого насоса.

**НАСОС, ВІДЦЕНТРОВЕ РОБОЧЕ КОЛЕСО, СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД,
ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ.**

ЗМІСТ

Завдання на проектування	
Вступ.....	5
1 Гідродинамічні розрахунки	7
1.1 Проектування робочого колеса... ..	7
2 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	17
3 Розрахунок гідродинамічних зусиль	32
4 Визначення надійності складальних одиниць насоса.....	35
4.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	35
4.2 Розрахунок довговічності опорних підшипників.....	38
5 Розрахунки по вибору електродвигуна.....	40
6 Розрахунки на міцність.....	43
6.1 Розрахунок вала на статичну міцність і втому	43
6.2 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з робочим колесом.....	46
6.3 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з напівмуфтою	47
6.4 Розрахунок фланця напорного патрубку.....	48
7. Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей, що зумовлені проекттованим насосом.....	52
Список використаних джерел	58

ВСТУП

Електронасосний агрегат X100 - 65 -315К призначений для перечування промивного розчину парогенератора АЕС. Режим роботи періодичний для АЕС. Перекачуване середовище № 1- хімічно знесолена вода:

- показник рН 5.5- 8;
- концентрація хлорид – іона не більше 0.05 мг/дм³;
- концентрація кремнієвої кислоти не більше 0.02 мг/дм³;
- концентрація загального органічного вуглецю не більше 0.2 мг/дм³.

Перекачуване середовище №2 – промивний розчин:

- концентрація хлорид – іона не більше 50 мг/кг;
- концентрація лимонної кислоти (C₂H₈O₇) або щавелевої кислоти (C₂H₂O₄) 20 – 250 г/кг.

Максимальний розмір твердих частинок не більше 0.2мм. Максимальна об'ємна концентрація не більше 0.1%. Температура робочої рідини не більше 80С (353 К).

Максимальний тиск на вході в насос за умовами роботи не більше 0.6 МПа (6 кгс/см²).

ОПИС ТА ОБРУНТУВАННЯ ВИБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

Агрегат складається з насоса та електродвигуна, який змонтованих на загальній рамі і з'єднаних за допомогою муфти. Насос – відцентровий, одноступеневий, горизонтальний, з осьовим підводом.

Базовою деталлю слугує корпус зі спіральним відводом, напірний патрубок якого спрямований вертикально вгору.

Ротор насоса складається з вала, встановленого в корпусі, підшипників кочення і робочого колеса, посаженого на вал за допомогою призматическої шпонки і закріпленого фіксатором.

Робоче колесо закритого типу, виконане, з метою розвантаження ротора від осьового зусилля, з симетричними шпаринними ущільненнями і отворами в основному диску. Кінцеве ущільнення вала – торцеве, одноступінчате, гідравлічно не розвантажене.

Вал опирається на кулькові радіально – упорні та роликовий підшипники, що встановлені в кронштейні, і сприймають радіальні та залишкові (спричинені аварійним зносом шпаринних ущільнень) осьовими навантаженнями.

Запуск насоса, з метою забзпечення мінімального навантаження на привідний електродвигун, здійснюється на повністю закриту напірну засувку. Напрямок обертання ротора насоса за годинниковою стрілкою, якщо дивитись зі сторони електродвигуна.

Кріплення насоса та електродвигуна до рами та трубопроводів до насоса повинно бути жорстким. Вимоги до фундаменту під установку насосного агрегату не передбачаються.

Оскільки режим роботи насосного агрегату періодичний, в конструкції насоса не передбачений зазор для вільного температурного розширення, напрямом якого повинен забезпечуватись повздовжніми і поперечними шпонками, а також підвід охолоджуючих та ущільнюючих середовищ.

В якості приводу застосовується асинхронний, трьохфазний, з короткозамкнутим ротором, постійної частоти обертання електродвигун 4АМУ250S2АЗТВ4. Електродвигун повинен забезпечувати запуск при номінальній напрузі ($U = 380\text{В}$) та при зниженні напруги в процесі запуску до $0.8U_{\text{ном}}$. Двигун повинен допускати два запуски підряд із холодного стану і один із гарячого (двигун має температуру оточуючого середовища).

1 ГІДРОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

1.1 Проектування робочого колеса

1.1.1 Розрахунок робочого колеса

1.1.1.1 Вихідні дані для розрахунку

Подача $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год} = 0.0278 \text{ м}^3/\text{с}$.

Кількість обертів $n = 2970 \text{ об/хв}$.

Напір $H = 120 \text{ м}$.

Коефіцієнт швидкості [1]:

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

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 2970 \cdot \sqrt{0.0278}}{120^{3/4}} = 50$$

Приведений діаметр входу в робоче колесо визначається за формулою С.С. Руднева [1]:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.2)$$

де $K_{ex} = 3.5-5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

$$D_{1np} = 4.5 \sqrt[3]{\frac{0.0278}{2970}} = 0.0935 \text{ м.}$$

Повний ККД насоса [2]:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_e \cdot \eta_m \cdot \eta_m', \quad (2.3)$$

де гідравлічний ККД η_r визначається за формулою А.А. Ломакіна [3]:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (2.4)$$

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 93,5 - 0,172)^2} = 0,87$$

Внутрішній механічний ККД η'_m визначається [3]

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}}, \quad (2.5)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 50^{-2}} = 0,75$$

Об'ємний ККД насоса η_o [3]:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{-2}{3}}}, \quad (2.6)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 50^{\frac{-2}{3}}} = 0,95$$

Задаємося зовнішнім механічним ККД: $\eta_m = 0,95-0,99$. Приймаємо 0,95.

$$\eta = 0,95 \cdot 0,87 \cdot 0,75 \cdot 0,95 = 0,59$$

Потужність, яка споживається насосом, Вт, визначається за формулою [2]

:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \quad (2.7)$$

де ρ – густина робочої рідини, $\rho = 1000$ кг/м³.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0278 \cdot 120}{0,59} = 55468 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_z}, \quad (2.8)$$

$$H_T = \frac{120}{0.87} = 138 \text{ м}$$

Подача робочого колеса:

$$Q_{p.k} = \frac{Q}{\eta_o}, \quad (2.9)$$

$$Q_{p.k} = \frac{0.0278}{0.95} = 0.02963 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Максимальна потужність на валу насоса, N_{\max}

$$N_{\max} = 1.1 \cdot N = 1.1 \cdot 55.468 = 61 \text{ кВт}$$

1.1.1.2 Визначення діаметру вала та діаметру втулки робочого колеса

В першому приближенні діаметр вала, м, визначається із розрахунку на кручення за формулою [4]:

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{M}{0.2[\tau]}}, \quad (2.10)$$

де M – крутний момент на валу насоса, Н·м.

$$M = \frac{30N_{\max}}{n\pi}, \quad (2.11)$$

де N_{\max} – максимальна потужність, Вт.

$[\tau]$ – допустиме напруження на кручення – приймаємо $350 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

$$M = \frac{61000 \cdot 30}{2970 \cdot 3.14} = 196.2 \text{ Н·м}$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{196.2}{0.2 \cdot 350 \cdot 10^5}} = 0.03 \text{ м}.$$

Діаметр валу уточнюємо по ГОСТ 6636-69. Приймаємо $d_g = 0.03$ м. Діаметр втулки [1]:

$$d_{em} = (1.2 \div 1.25)d_g \quad (2.12)$$

$$d_{em} = (1.2 \div 1.25) \cdot 0.03 = 0.036 \div 0.0375 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_{em} = 0.037$ м.

1.1.1.3 Визначення геометричних параметрів входу в робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначаємо з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_o^2 - d_{em}^2},$$

$$D_o = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}, \quad (2.13)$$

$$D_o = \sqrt{0.0935^2 + 0.037^2} = 0.1 \text{ м}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо визначаємо з рівняння нерозривності:

$$V_o = \frac{4Q_{p.k}}{\pi D_{1np}^2}, \quad (2.14)$$

$$V_o = \frac{4 \cdot 0.0293}{3.14 \cdot 0.0935^2} = 4.27 \text{ м/с}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті, яка розташовується в зоні повороту потоку з осьового напрямку в радіальний під кутом $45-30^\circ$ до вісі насоса. При цьому визначаємо радіус середньої точки R_1 , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході $\beta_{1п}$. Приймаємо D_1 рівним $0,8 D_0$:

$$D_1 = 0.8D_0 = 0.8 \cdot 0.1 = 0.08 \text{ м.}$$

Меридіанну складову абсолютної швидкості V_{1m}' без урахування стиснення потоку на приймають рівній V_o . При подальших розрахунках використовуємо розрахунки рівношвидкісного потоку на ЕВМ, які приведені в таблиці

2.1. При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості збільшується і визначається з виразу:

В першому приближенні меридіанну складову абсолютної швидкості

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m} \quad (2.15)$$

де $\psi_1 = 1.15- 1.3$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході. Приймаємо $\psi_1 = 1.15$, тоді

$$V_{1m} = 1.15 \cdot 4.27 = 4.91 \text{ м/с.}$$

В загальному випадку кут потоку на вході в робоче колесо розраховують з трикутника швидкостей за формулою [1] :

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.16)$$

де U_1 – колова швидкість на вході в робоче колесо, м/с,

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (2.17)$$

$$U_1 = \frac{3.14 \cdot 0.08 \cdot 2970}{60} = 12.43 \text{ м/с}$$

V_{1u} – колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо
 $V_{1u} = 0$.

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{4.91}{12.43} = 21.5^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо [1] :

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.18)$$

Цей кут має розташовуватися в межах $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3-8^\circ$ вводиться для зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його антикавітаційних якостей. Приймаємо $\Delta\beta = 4.5^\circ$.

$$\beta_1 = 21.5^\circ + 4.5^\circ = 26^\circ$$

1.1.1.4. Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкості з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z=5\div 7$. в деяких випадках число лопатей зменшують до $2\div 3$ (наприклад, при перекачування забруднених рідин) або збільшують до 8. Приймаємо $z=5$.

Товщину лопатей робочого колеса обирають з точки зору технологічних ливарних можливостей підприємства.

Товщину лопаті на вході S_1 та виході S_2 приймаємо 5 мм.

1.1.1.5. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення ψ_1 за формулою [1]:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}} \quad (2.19)$$

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$$

$$t_1 = \frac{3.14 \cdot 0.08}{5} = 0.0502 \text{ м}$$

$$\psi_1' = \frac{50.2}{50.2 - \frac{5}{\sin 26^\circ}} = 1.294$$

Повинна виконуватися умова $[\psi_1 - \psi_1'] < 0,01$. Умова не виконується. Робимо друге приближення. Приймаємо $\psi_1' = 1.294$.

$$V_{1m} = 1.294 \cdot 4,27 = 5,53 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1m} = \arctg \frac{5,53}{12,43} = 24^\circ$$

$$\beta_1 = 24^\circ + 4.5 = 28^\circ$$

$$\psi_1' = \frac{50.2}{50.2 - \frac{5}{\sin 28.5^\circ}} = 1.264$$

Умова не виконується.

Робимо третя приближення. Приймаємо $\psi''_1 = 1,264$.

$$V_{1m} = 1.264 \cdot 4.27 = 5.40 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{5.40}{12.43} = 23.5^\circ$$

$$\beta_1 = 23.5^\circ + 4.5^\circ = 28^\circ$$

$$\psi_2' = \frac{50.2}{50.2 - \frac{5}{\sin 28^\circ}} = 1.269$$

$$|1.269 - 1.264| = 0.005 < 0.01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з умови нерозривності потоку:

$$b = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m}} \quad (2.20)$$

$$b_1 = \frac{0.0293}{3.14 \cdot 0.08 \cdot 5.40} = 0.0216 \text{ м}$$

1.1.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса (при $z=\infty$) при $n_s \leq 100$ [1]:

$$D_2' = 19.1 \frac{\sqrt{2gH}}{n} \quad (2.21)$$

$$D_2' = 19.1 \frac{\sqrt{2 * 9.81 * 120}}{2970} = 0.312 \text{ м}$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$V_{2m}' = (0.5 \div 1.0) \cdot V_{1m}', \quad (2.22)$$

$$V_{2m}' = 0.8 \cdot 4.27 = 3.42 \text{ м/с}$$

Визначаємо кут нахилу лопаті на виході з робочого колеса:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\omega_1}{\omega_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}'}{V_{1m}'} \sin \beta_1 \right), \quad (2.23)$$

де ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса.

Відношення $\omega_1 / \omega_{2\infty}$ залежить від n_s і може бути знайдене з наступного виразу [5]:

$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\infty}} = 3.7 - 0.054n_s + 4.0 \cdot 10^{-4} n_s^2 - 0.98 \cdot 10^{-6} n_s^3, \quad (2.24)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\infty}} = 3.7 - 0.054 \cdot 50 + 4.0 \cdot 10^{-4} \cdot 50^2 - 0.98 \cdot 10^{-6} \cdot 50^3 = 1.878$$

Приймаємо $\psi_2 = 1.1$

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{1.1}{1.264} \cdot 1.878 \cdot 0.8 \sin 28^\circ \right) = 38^\circ.$$

1.1.1.7. Уточнення зовнішнього діаметру робочого колеса з урахуванням кінечного числа лопатей.

Даний розрахунок виконують використовуючи перетворене основне рівняння Ейлера після ряду підстановок у вигляді [1]:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} \right)^2 + gH_{T\infty}}, \quad (2.25)$$

де $H_{T\infty}$ -теоретичний напір колеса, який визначається з виразу [5]:

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_z \cdot k_z}, \quad (2.26)$$

де k_z - поправка на кінцеву кількість лопатей.

Поправка на кінцеве число лопатей визначається за формулою Пфлейдєрера [5]:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.27)$$

де

$$p = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}. \quad (2.28)$$

Коефіцієнт визначається в залежності від n_s . При $n_s < 150$ [5]:

$$\psi = (0.55 \div 0.65) + 0.6 \sin \beta_2,$$

$$\psi = 0.6 + 0.6 \sin 38^\circ = 0.969,$$

$$p = 2 \frac{0.969}{5} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0.08}{0.312}\right)^2} = 0.415,$$

$$k_z = \frac{1}{1+0.415} = 0.707.$$

$$H_{T\infty} = \frac{120}{0.87 \cdot 0.707} = 195 \text{ м.}$$

$$U_2 = \frac{1.1 \cdot 3.42}{2 \operatorname{tg} 38^\circ} + \sqrt{\left(\frac{1.1 \cdot 3.42}{2 \operatorname{tg} 38^\circ}\right)^2 + 9.81 \cdot 195} = 48 \text{ м/с}$$

Визначення діаметру виходу з робочого колеса :

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

$$D_2 = \frac{60 \cdot 48}{3.14 \cdot 2970} = 0.309 \text{ м.}$$

1.1.1.8. Уточнення коефіцієнту стиснення потоку ψ_2

Уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку ψ_2 за формулою [1]:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{zS_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}, \quad (2.30)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 5}{3.14 \cdot 309 \sin 38^\circ}} = 1.04$$

$|\psi_2 - \psi_2'| = |1.1 - 1.04| = 0.06 > 0.01$ умова не виконується.

Робимо друге приближення $\psi'' = \psi'$

$$V_{2m} = 1.04 * 3.42 = 3.56 \text{ м/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{1.04}{1.264} * 1.878 * 0.8 * \sin 28^\circ\right) = 35.5^\circ$$

$$\psi = 0.6 + 0.6 \sin 35.5^\circ = 0.948$$

$$P = 2 * \frac{0.948}{5} * \frac{1}{1 - \left(\frac{0.08}{0.309}\right)^2} = 0.406; \quad K_z = \frac{1}{1 + 0.406} = 0.711$$

$$H_{m\infty} = \frac{120}{0.87 * 0.711} = 194 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{3.56}{2 \operatorname{tg} 35.5^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3.56}{2 \operatorname{tg} 35.5^\circ}\right)^2 + 9.81 * 194} = 47.8 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 47.8}{3.14 \cdot 2970} = 0.308 \text{ м}$$

$$\psi_2'' = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 5}{3.14 \cdot 313 \cdot \sin 35.5^\circ}} = 1.046$$

Остаточно приймаємо $D_2 = 0.313 \text{ м}$.

$$|\psi_2'' - \psi_1'| = |1.046 - 1.04| = 0.006 < 0.01$$

Умова виконана.

1.1.1.9. Визначення ширини робочого колеса на виході b_2

Ширину робочого колеса на виході визначаємо з рівняння нерозривності [1]:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m}}, \quad (2.31)$$

$$b_2 = \frac{0.0293}{3.14 \cdot 0.313 \cdot 3.56} = 0.085 \text{ м.}$$

Конструктивно приймаємо $b_2 = 15 \text{ мм}$.

2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Меридіанний переріз робочого колеса обирають згідно з наступними вимогами:

- Контури меридіанного перерізу повинні бути плавними;
- нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \div 5^\circ$. Можливо, що $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, $\gamma_2 = 0^\circ$);
- при виборі контурів стінок слід уникати як надмірного збільшення осьового радіуса робочого колеса, так і надлишкового його зменшення. В першому випадку отримаємо нераціональне збільшення довжини відповідно і маси робочого колеса, в другому випадку через малий радіус виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Приймають $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05D_0$;
- площа нормального перерізу між дискового простору робочого колеса повинна плавно збільшуватися від виходу до входу.

Меридіанний переріз знаходять методом послідовних приближень:

- попередньо відмічають контури крайніх ліній течій;

- наносять середню лінію каналу, яка представляє собою геометричне місце центрів вписаних кіл;

- вираховують площі нормальних перерізів. На вході в робоче колесо:

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вх}}^2) \quad (2.32)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} (100^2 - 37^2) = 6775 \text{ мм}^2$$

На виході з робочого колеса:

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2 \quad (2.33)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 312 \cdot 15 = 14695 \text{ мм}^2$$

Площа проміжних нормальних перерізів:

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

де r_i - відстань від осі робочого колеса до центра вписаного кола;

b_i - діаметр вписаного кола;

F_i - площа проміжних нормальних перерізів.

Таблиця 2 - Площі нормальних перерізів робочого колеса

№	Ri, мм	bi, мм	li, мм		Fi, мм ²
1	34	33	5		7046
2	38	33	18		7875
3	48,5	29	36		8833
4	59,7	26	48		9715
5	77,5	22,5	68		10950
6	98,0	19,5	90		12000
7	120	17	110		12811
8	140	16	130		14007

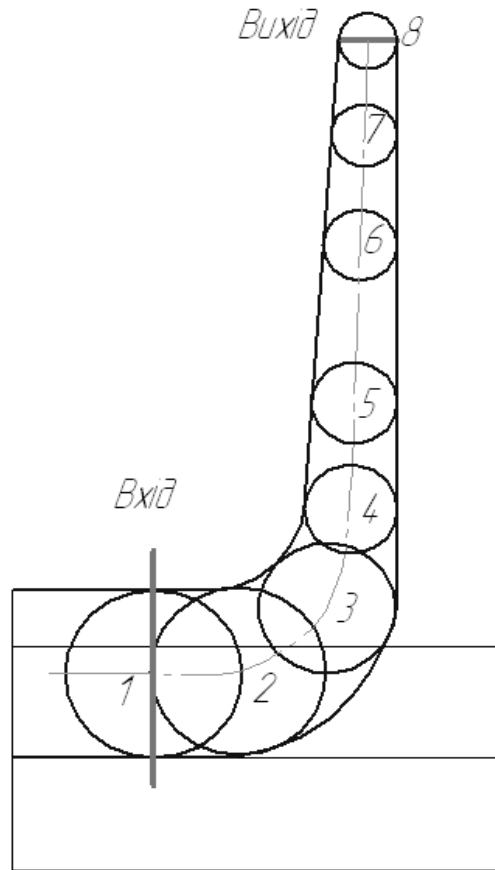


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса

Згідно з даними таблиці 2.2 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса.

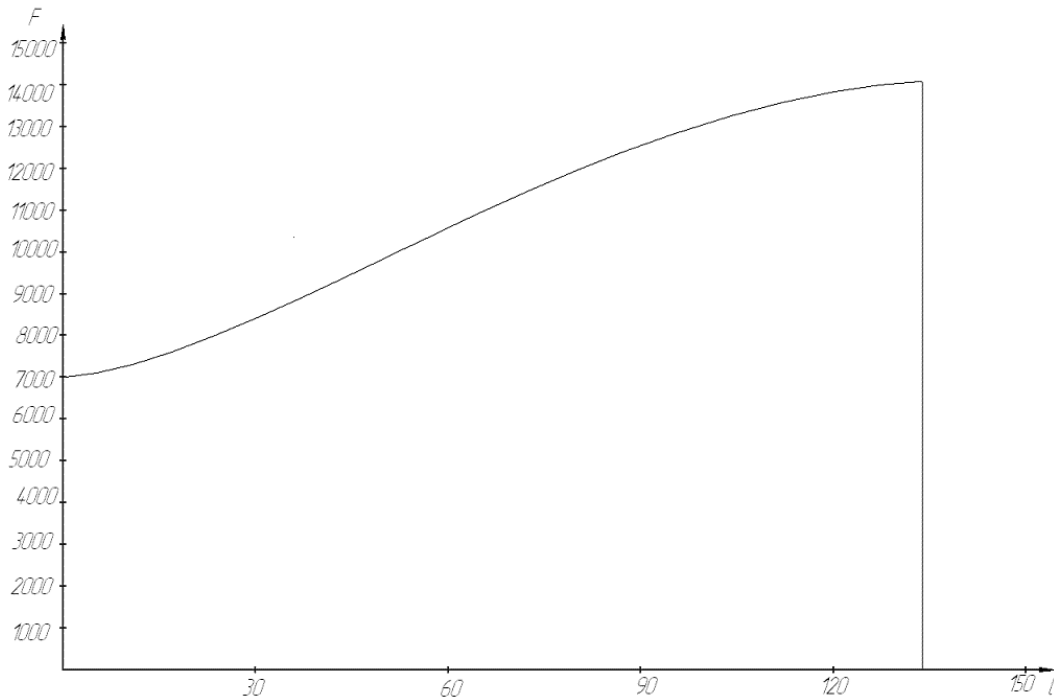


Рисунок 2 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

2.1.2 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса до профілювання

При проектуванні відцентрових робочих коліс отримала розповсюдження схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість приймається постійною вздовж нормалі.

Практика показала, що розрахунок робочого колеса відцентрового насоса при $v_m = \text{const}$ вздовж нормалі достатньо добре забезпечує задані параметри.

Розрахункові лінії току проводять таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, по яким протікала б онакова витрата рідини. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s = 50 \div 150$ $k = 2$, $n = 3$:

де $k = 2$ – кількість потоків,

$n = 3$ – кількість ліній току.

Для побудови ліній току скористаємося ЕВМ. Для цього меридіанну проекцію робочого колеса довільно розбиваємо 12 променями, вибираючи довільно вісі координат.

Відповідно отримуємо координати R_a, z_a, R_c, z_c :

де a – покривний диск,

c – основний диск.

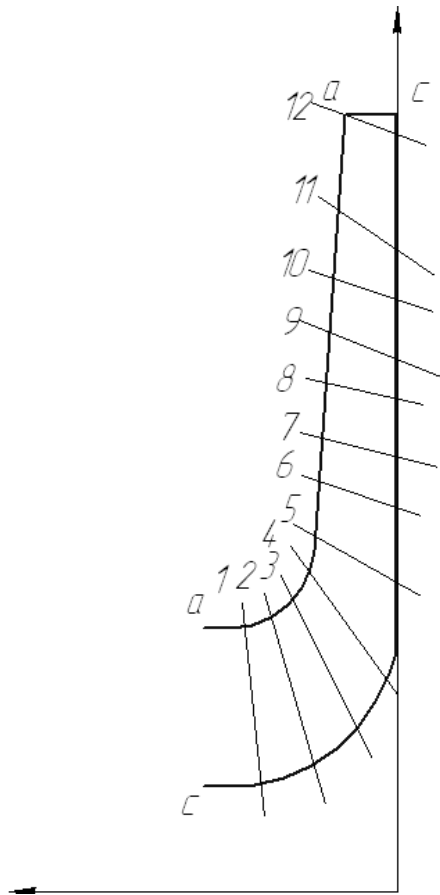


Рисунок 3 – Меридіанний перетин робочого колеса

Таблиця 3 – координати границь потоку

№	R_a	Z_a		R_c	Z_c
1	50,42	29,04		20,51	26,03
	52,21	24,01		24,25	15,79
3	55,62	19,81		31,17	7,60
4	60,82	16,75		40,44	2,11
5	67,95	15,66		59,12	0
6	78,35	14,93		73,31	0
7	86,64	14,35		82,96	0
8	96,98	13,63		93,95	0
9	106,63	12,96		101,42	0
10	116,94	12,24		112,87	0
11	130,09	11,32		122,52	0
12	148	10,10		144,30	0

№		A	B	c
1	r_n	50,4	39,1	22,7
	z_n	29,0	25,4	20,1

	V _n	4,139		
2	r _n	52,2	42,3	30,7
	Z _n	24,0	17,0	8,1
	V _n	3,990		
3	r _n	55,6	49,7	46,0
	Z _n	19,8	11,5	1,0
	V _n	4,124		
4	r _n	60,8	59,0	58,4
	Z _n	16,8	8,6	0
	V _n	4,385		
5	r _n	68,0	67,2	67,0
	Z _n	15,7	7,7	0
	V _n	4,103		
6	r _n	78,4	77,9	77,8
	Z _n	14,9	7,5	0
	V _n	3,786		
7	r _n	86,6	86,3	86,1
	Z _n	14,4	7,2	0
	V _n	3,559		
8	r _n	97,0	96,6	96,5
	Z _n	13,6	6,8	0
	V _n	3,346		
9	r _n	106,6	106,3	106,2
	Z _n	13,0	6,5	0
	V _n	3,197		
10	r _n	116,9	116,6	116,5
	Z _n	12,2	6,1	0
	V _n	3,086		
11	r _n	130,1	129,8	129,7
	Z _n	11,3	5,7	0
	V _n	2,998		
12	r _n	148	147,7	147,6
	Z _n	10,1	5,1	0
	V _n	2,952		

Будуємо середньовитратну лінію течії.

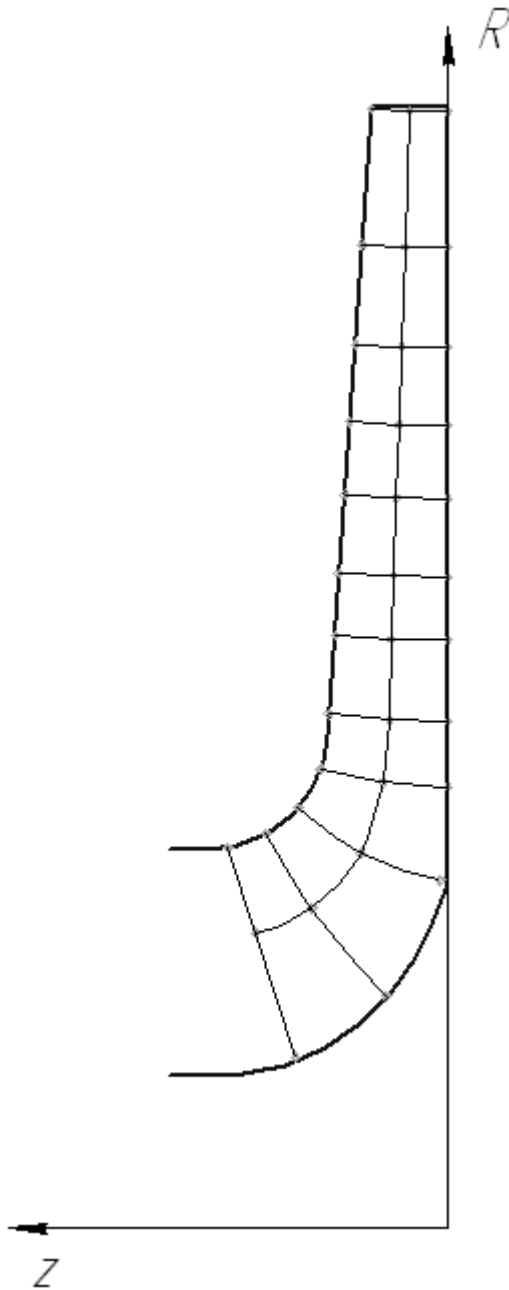


Рисунок 4 – Середньовитратна лінія течії

2.1.3 Профілювання поверхні лопаті

Найбільш розповсюдженим в насособудуванні способом профілювання лопаті є метод комформного відображення поверхонь току на розгорнуту поверхню обертання.

Профілювання здійснюється в наступному порядку:

- будується координатна сітка на розгортці циліндру та комформне відображення координатної сітки на поверхні току;
- прфілюється поверхня лопаті на розгортці циліндру;

- будуються меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті в плані.

Сітка на розгортці циліндру будується системою вертикальних та горизонтальних ліній, проведених на відстані відповідно $\Delta S, \Delta L$:

$$\Delta L = R_{к.ц} \cdot c \quad (2.35)$$

де $R_{к.ц}$ - радіус комфортного циліндра.

$R_{к.ц} = 100-200$ мм. Приймаємо $R_{к.ц} = 150$ мм.

$c = \text{const} = 0.1$

$$\Delta L = 150 \cdot 0.1 = 15 \text{ мм}$$

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot \Delta \varphi \cdot R_{к.ц}}{180^\circ} \quad (2.36)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанними перерізами відображаючого циліндра.

Приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$

$$\Delta S = \frac{3.14 \cdot 150 \cdot 10}{180^\circ} = 26.16 \text{ мм}$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом огину лопаті в плані. $\varphi = 120^\circ$ при $n_s = 50$.

Побудова комфортного відображення координатної сітки на поверхні току полягає в розбитті розрахункових ліній току.

a – покривний диск;

b – середньовитратна лінія току;

c – основний диск.

На відрізку Δl за умовами комфортності:

$$\frac{\Delta l_i}{r_{ср.i}} = \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}} = 0,1 = \text{const}$$

де $r_{ср.i}$ - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

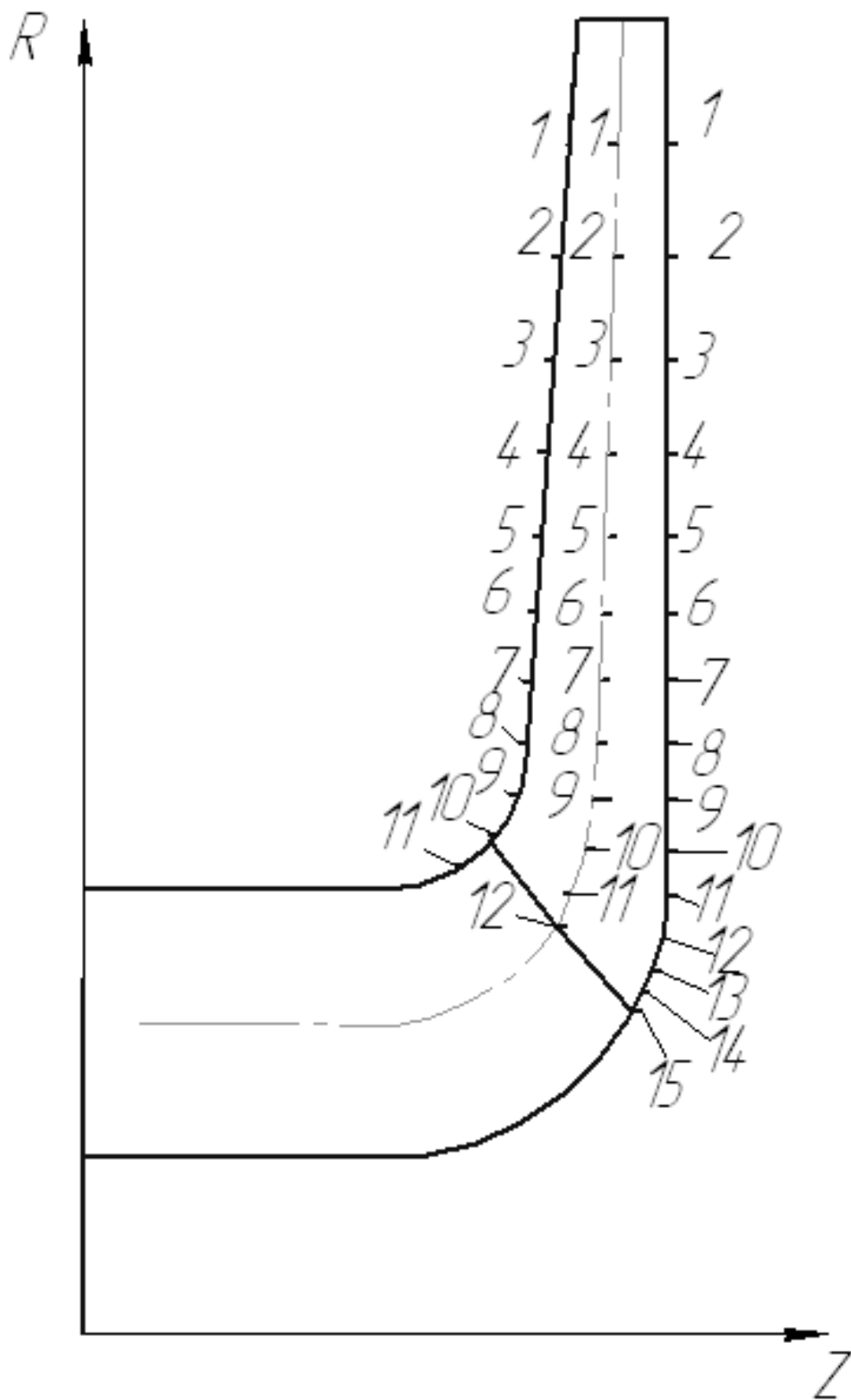


Рисунок 5– Розбиття ліній течії

Таблиця 2.3 – Розбиття розрахункових ліній течії

№ точки	Δl_i , мм			$r_{срі}$, мм			$C = \Delta l_i / \tau_{срі}$			$\delta = \Delta c / c \cdot 100\%$		
	A	b	C	A	B	C	a	B	c	a	b	c
1	15	15	15	148.5	148.5	148.5	0.101	0.101	0.101	1	1	1
2	13.5	13.5	13.5	134.5	134.5	134.5	0.1006	0.1006	0.1006	0.6	0.6	0.6
3	12	12	12	121.5	121.5	121.5	0.0988	0.0988	0.0988	1.2	1.2	1.2
4	11	11	11	110	110	110	0.1	0.1	0.1	0	0	0
5	10	10	10	99.5	99.5	99.5	0.1005	0.1005	0.1005	0.5	0.5	0.5
6	9	9	9	90.5	90.5	90	0.0994	0.0994	0.1	0.6	0.6	0
7	8.2	8.2	8.2	82	82.5	82	0.1	0.0994	0.1	0	0.6	0
8	7.5	7.5	7.5	75	75	74.5	0.1	0.1	0.1007	0	0	0.7
9	6.8	6.8	6.7	68	68.5	67	0.1	0.0993	0.1	0	0.7	0
10	6.3	6.3	6.1	63	62.5	61	0.1	0.1008	0.1	0	0.8	0
11	5.8	5.7	5.6	58	57	56	0.1	0.1	0.1	0	0	0
12	5.3	5.2	5	53.5	5.2	50	0.099	0.1	0.1	1	0	0
13	-	4.8	4.7	-	48	46.5	-	0.1	0.101	-	0	1
14	-	-	4.2	-	-	42	-	-	0.1	-	-	0
15	-	-	4	-	-	40	-	-	0.1	-	-	0

Профільовання виконується з урахуванням наступних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;

- ділянка поверхні лопаті близька до виходу робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу лопаті β по кожній розрахунковій лінії течії на довжині, яка визначається:

$$\delta \geq t/2,$$

де t – лінійний крок лопатей,

$$t = \frac{2\pi R_{к.ц}}{z} \quad (2.37)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 150}{5} = 188.4 \text{ мм}$$

- вхідна кромка в технологічних цілях виконується радіальною.

Перенесення точок вхідної кромки a , b , c на комформну діаграму проводиться за допомогою властивості комформного відображення за залежністю:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (2.38)$$

де x_i - відстань паралелі до точки, яку знаходимо на вхідній кромці конформної діаграми;

y_i – відповідна відстань на лінії течії.

Остаточню вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу на розрахункових лініях течії проводиться за методикою [5].

Визначення колової швидкості:

$$U_1 = \frac{\pi D_{ex} n}{60} \quad (2.39)$$

де D_{ex} - діаметр кола, на якому лежить дана точка входу.

Кут входу потоку на лопать без урахування стиснення:

$$\beta_{1n}^1 = \arctg \frac{v_{1m}'}{U_1} \quad (2.40)$$

Задаємося кутом лопаті $\beta_1 = \beta_{1n}$.

Визначення коефіцієнта стиснення потоку лопатями:

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_i} \quad (2.41)$$

де t_1 - крок лопатей,

$$t_1 = \frac{\pi D_{ex}}{z} \quad (2.42)$$

де z – число лопатей;

σ_1 – товщина лопаті поздовж кола діаметром D_{ex} .

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1l}} \quad (2.43)$$

де s_1 – товщина лопаті на вході;

φ_{1l} - кут лопаті в площині, перпендикулярній до дотичної вхідної кромки в точці входу, визначається із співвідношення:

$$tg\varphi_{1n} = tg\beta_1 * \sin \lambda \quad (2.44)$$

де λ - кут утворений дотичними до кромки та відповідними лініями току.
Знаходження кута $\beta_{1п}$ з урахуванням стиснення потоку лопатями:

$$tg\beta_{1п} = tg\beta_{1л} * \frac{1}{\psi_1} \quad (2.45)$$

Визначення кута атаки $\Delta\beta$:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1п} \quad (2.46)$$

Результати розрахунків представлені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахунок кутів атаки на вході лопаті робочого колеса

Параметр	Розрахункові лінії течії		
	a-a	b-b	c-c
$U_1, \text{м/с}$	16.32	14.30	11.81
$V_{1m}, \text{м/с}$	3.66	3.4	3.20
$\beta_{1n}, ^\circ$	12.6	13.4	15.2
$\beta_1, ^\circ$	18	23	30
$\lambda, ^\circ$	65	75	90
$\varphi_1, ^\circ$	16.4	22.3	30
$\sigma_1, \text{мм}$	17.71	13.2	10
$t_1, \text{мм}$	65.94	57.8	47.73
Ψ_1	0.7468	0.7716	0.7905
$\beta_{1п}, ^\circ$	16.7	17	19
Кут атаки $\Delta\beta, ^\circ$	0.3	6	11

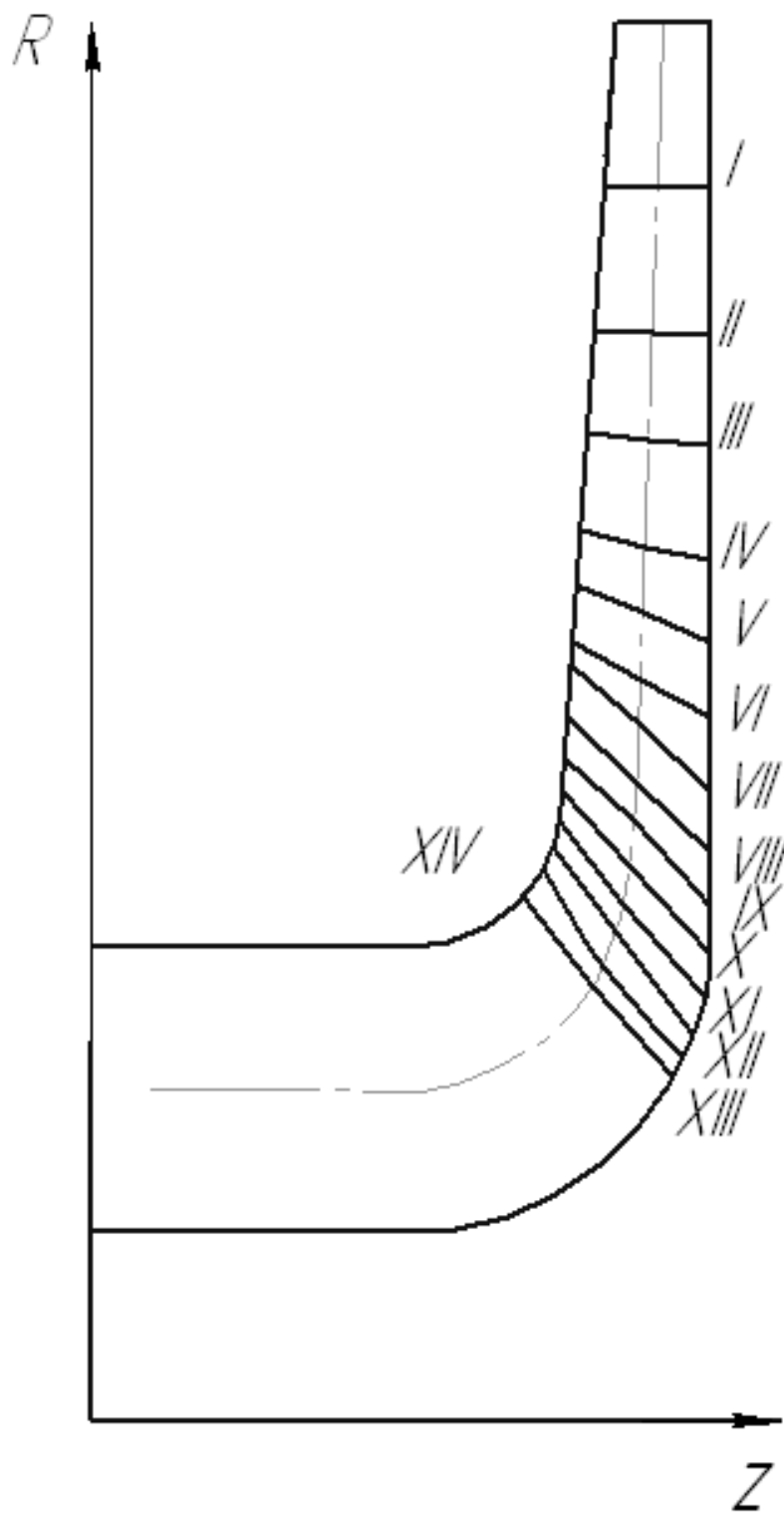


Рисунок 6 – Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції

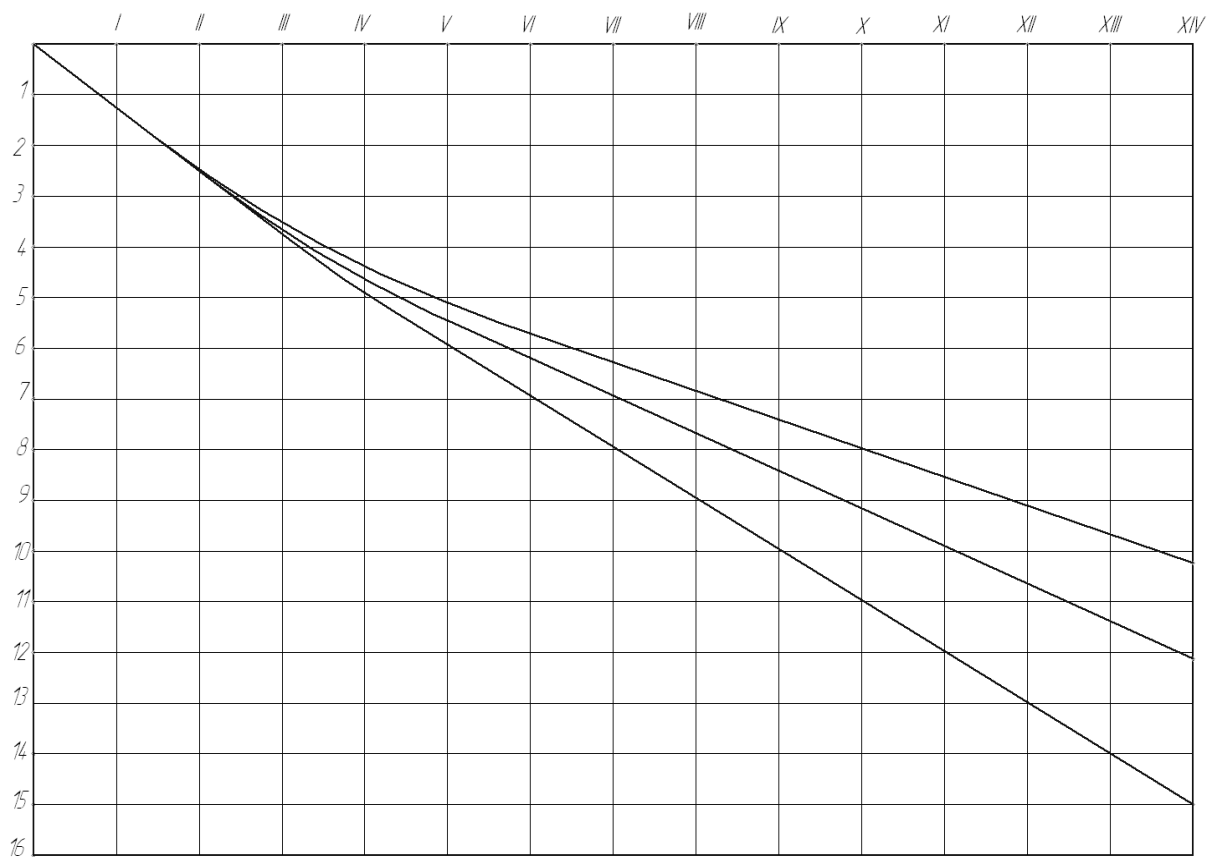


Рисунок 7 – Комформна діаграма

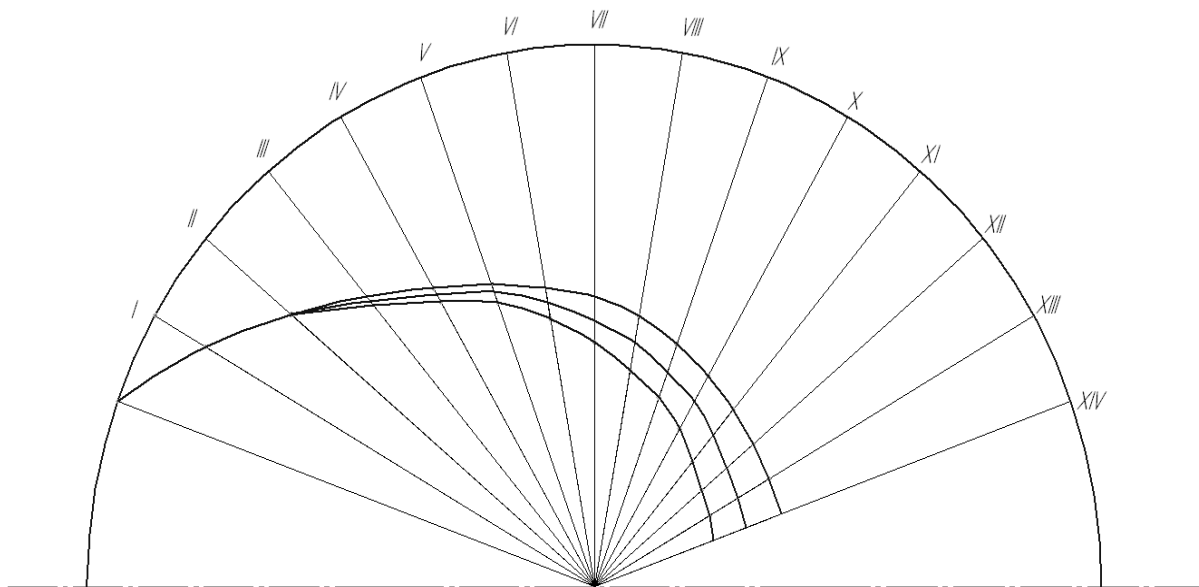


Рисунок 8 – План лопаті

3 РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ

3.1.1 Розрахунок осевого зусилля, яке діє на ротор насоса

В даному насосі використовуються симетричні щілинні ущільнення в комбінації з розвантажувальними отворами в основному диску, що теоретично призводить до урівноваження гідравлічних осевих зусиль. Однак, при роботі насоса по ряду причин [3] виникає неурівноважена осьова сила. Однією з таких причин є нерівномірний знос щілинних ущільнень в процесі експлуатації. Так званий аварійний знос ущільнень.

Розрахунок неурівноваженої осевої сили проводиться за методикою [2]. Розв'язок можна отримати в аналітичному вигляді лише для крайнього випадку зносу аварійного зносу одного з ущільнень до такого стану, коли витоки через нього дорівнюють безкінечності. При цьому витоки через друге ущільнення вважаємо рівними нулю.

Осьова сила знаходиться за формуло:

$$A_{\text{ос.ав.}} = \rho g \frac{\pi}{4} (r_2^2 - r_y^2) \frac{U_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_y^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_y^2} + \frac{r_2^2 + r_y^2}{2r_2^2} - 2 \right), \quad (2.47)$$

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина рідини;

$r_2 = 0.156\text{м}$ – зовнішній радіус робочого колеса;

$r_y = 0.058\text{м}$ – радіус ущільнення;

$g = 9.81\text{м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

U_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса;

$$U_2 = \frac{\pi n}{30} \cdot r_2 \quad (2.48)$$

$$U_2 = \frac{3.14 \cdot 2970}{30} \cdot 0.156 = 48.5 \text{ м/с}$$

$$A_{\text{ос.ав.}} = 1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{3.14}{4} (0.156^2 - 0.058^2) \frac{48.5^2}{8 \cdot 9.81} \left(\frac{0.156^2}{0.156^2 - 0.058^2} \cdot \ln \frac{0.156^2}{0.058^2} + \frac{0.156^2 + 0.058^2}{2 \cdot 0.156} - 2 \right) =$$
$$= 1900 \text{ (Н)}$$

3.1.2 Розрахунок радіального зусилля

Величину радіальної сили, яка виникає в однозавитковому спіральному відводі при нульовій подачі розраховуємо за формулою [2]:

$$R=0.1 \cdot K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.49)$$

де R – радіальна результуюча сила;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – щільність рідини;

$g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$H = 120 \text{ м}$ – напір насоса;

$D_2 = 0.312 \text{ м}$ – зовнішній діаметр робочого колеса;

$b_2 = 0.029 \text{ м}$ – ширина робочого колеса на виході;

K – коефіцієнт. Який змінюється в залежності від подачі за формулою [1]:

$$K = 0.36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right)^2 \right], \quad (2.50)$$

де Q подача розрахункового режиму,

$Q_{\text{ном}}$ – номінальна подача.

Ця залежність основана на припущенні, що максимальна величина радіальної сили має місце при нульовій подачі, коли $K = 0.36$.

$$R = 0.1 \cdot 0.36 \cdot 1000 \cdot 9.81 \cdot 120 \cdot 0.312 \cdot 0.029 = 383 \text{ (Н)}$$

3.1.3 Розрахунок на кавітацію

Проводиться у випадку, якщо не задана модельна кавітаційна характеристика. Розрахунок проводиться для трьох точок на вхідних кромках лопатей на розрахункових лініях току а-а, в-в, с-с.

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою ВІГМ[3]:

$$\Delta h = m \frac{V_0^2}{2g} + n \frac{W_1^2}{2g}, \quad (2.51)$$

де V_0 – абсолютна швидкість на вході в робоче колесо з урахуванням стиснення потоку, яка чисельно дорівнює меридіанній швидкості;

W_1 – відносна швидкість на вході в робоче колесо.

В умовах близьких до безударного входу (при відсутності кутів атаки) потоку на лопать, орієнтовно можна прийняти: $m = 1.0-1.2$; $n = 0.3-0.4$:

$$W_1 = \sqrt{V_{m1}^2 + U_1^2} , \quad (2.52)$$

де U_1 – колова швидкість на вхідній кромці лопаті робочого колеса.
Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності визначається за формулою [1]:

$$C = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}} \quad (2.53)$$

Розрахунки приведені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5-Розрахунок кавітаційного запасу та кавітаційного коефіцієнта швидкохідності

Параметр	Лінія току		
	а-а	в-в	с-с
$V_0 = V_{m1}, \text{м/с}$	4.90	4.41	4.05
$U_1, \text{м/с}$	16.32	14.30	11.81
$W_1, \text{м/с}$	17.04	14.96	12.49
$\Delta h, \text{м}$	5.66÷7.39	4.41-5.75	3.23-4.18
C	758-621	915-750	1155-953

4 ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ НАСОСА

4.1 Розрахунок реакцій в опорах

Вихідні дані для розрахунку реакцій в опорах наведені в табл. 4.1, а схема розподілу сил, що сприймаються опорами наведена на рис. 4.1.

Раздел 1.01 Таблица 4.1-
Вихідні дані для розрахунку
реакцій в опорах

Найменування показника	Позначення показника, розрахункова формула	Значення показника
Навантаження від маси ротора, н	G_1	206
Радіальна сила, що діє на робоче колесо з боку відвідного пристрою, н	F_k	383
Максимальний крутний момент на валу, н·м	$M_{кр}$	196.2(див. п. 1.1.1.2)
Максимальна споживана потужність, кВт	N_{max}	61(див. п. 1.1.1.1)
Частота обертання ротора, об/хв	n	2970
Поперечна сила з боку муфти зчеплення, н	$F_M = 0.15 \frac{2 \cdot M_{кр}}{D_3}$	588.6
Діаметр по осям пальців втулково-пальцевої муфти, м	D_3	0.1

Реакції в опорах визначаються з умови рівноваги вала:

$$\sum M(A) = 0; \quad F_M \cdot (l_2 + l_3) - R_B \cdot l_2 - F_k \cdot l_1 - G_1 \cdot l_4 = 0; \quad (4.1)$$

$$\sum M(B) = 0; \quad F_M \cdot l_3 + R_A \cdot l_2 - G_1 \cdot l_4 - F_k \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (4.2)$$

$$R_B = \frac{F_M(l_2 + l_3) - F_k \cdot l_1 - G_1 \cdot (l_1 + l_2)}{l_2};$$

$$R_B = \frac{588.6(0.182 + 0.09) - 383 \cdot 0.205 - 206 \cdot 0.013}{0.182} = 433.55 \text{ н.}$$

$$R_A = \frac{-F_M \cdot l_3 + G_1 \cdot l_4 + F_K(l_1 + l_2)}{l_2};$$

$$R_A = \frac{-588.6 \cdot 0.09 + 206 \cdot (0.013 + 0.182) + 383 \cdot (0.205 + 0.182)}{0.182} = 744.05 \text{ н.}$$

Перевірка вірності визначення реакцій:

$$R_A + R_B - F_K - G_1 - F_M = 0$$

$$744.05 + 433.55 - 383 - 206 - 588.6 = 0$$

4.2 розрахунок довговічності підшипників

Згідно схем розподілу радіальних сил, що діють на ротор насоса, передній підшипник (опора А) навантажений реакцією R_A , задній (опора В)- реакцією R_B . Осьове навантаження F_A сприймає опора В.

При розробці конструкції насоса в опорах застосовуються підшипники кочення:

опора А - роликовий радіальний підшипник 42309 ГОСТ 8328-75 сприймає радіальне навантаження;

опора В - два кулькових радіально-упорних підшипника 46309 ГОСТ 831-75-сприймають радіальне і осьове навантаження.

При розрахунку еквівалентного навантаження підшипників опори В два однакових кулькових радіально-упорних однорядних підшипника, які встановлені рядом на одному валу скосами назустріч один одному і утворюючих один підшипниковий вузол, розглядаємо як один радіально-упорний дворядний підшипник [7]. Динамічну вантажопідйомність підшипника розраховуємо за формулою [7]:

$$C = f_c \cdot (i \cos \alpha)^{0.7} \cdot Z^{2/3} \cdot D_T^{1.8}, \quad (4.3)$$

де $f_c = 59.62 \text{ н/мм}^{1.8}$ - коефіцієнт, який залежить від геометрії деталей підшипника, точності його виготовлення і матеріала;

$I = 2$ -число рядів тіл кочення;

$Z = 12$ -число тіл кочення;

$D_T = 14 \text{ мм}$ - діаметр шарика, мм.

$$C = 59.62 \cdot (2 \cos 26^\circ)^{0.7} \cdot 12^{2/3} \cdot 14^{1.8} = 109780 \text{ н}$$

Вихідні дані та результати розрахунку підшипників опор А і В зведені в табл. 4.2

Таблиця 4.2- Розрахунок довговічності підшипників

Найменування показника	Позначення або розрахункова формула	Значення показника	
		Опора А	Опора В
Частота обертання ротора, об/хв	n	2970	2970
Реакція в опорі, н	F _R	744	433
Осьове зусилля, що діє на підшипник, н	F _a	—	190
Динамічна вантажопідйомність підшипника, н	C	56500	109780
Статична вантажопідйомність, н	C ₀	40700	40700
Відношення осьового навантаження до статичної вантажопідйомності	F _a /C ₀	—	0.0047
Параметр осьового навантаження	e	—	0.68
Еквівалентне навантаження, Н	$P=(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_r$	1116	911.7
Коефіцієнт радіального навантаження	X	1	1
Коефіцієнт обертання	V	1	1
Коефіцієнт осьового навантаження	Y	—	0.92
Коефіцієнт температурний	K _T	1	1
Коефіцієнт безпеки	K _σ	1.5	1.5
Кут контакту, град	α	0	26
Число рядів	i	1	2
Показник степені в формулі довговічності	p	3.333	3
Довговічність, год	$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$	2690326	9797293

Результати розрахунку свідчать, що довговічність підшипників перевищує прийняті в гідромашинобудуванні показники надійності (25000 год). Значить, підшипники задовільняють критерію надійності.

5 РОЗРАХУНКИ ПО ВИБОРУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Максимальна потужність електродвигуна агрегата при роботі насоса в номінальному режимі:

$$N_{\text{агр.макс.}} = 61 \text{ кВт (див. п. 1.1.1.1).}$$

У якості приводу насоса вибраний електродвигун 4АМУ 250 S2A3ТВЧ:

- потужність номінальна $N_{\text{ел.}} = 75 \text{ кВт}$,
- напруга $U_{\text{ел.}} = 380 \text{ В}$,
- частота обертання $n_{\text{ел.}} = 2970 \text{ об/хв.}$

Пускова моментна характеристика насосного агрегата будується по трьом основним точкам:

- початковий момент рухання агрегата,
- мінімальний момент опору агрегата (точка "С"),
- повний набір обертів електродвигуна.

Початковий момент рухання агрегата розраховується за формулою:

$$M_o = 0.21 \frac{30 N_{\text{эл.}}}{\pi \cdot n_{\text{эл.}}}, \quad (5.1)$$

$$M_o = 0.21 \frac{30 \cdot 75000}{3.14 \cdot 2970} = 50.7 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Точці "С" відповідають координати:

$$n_c = 0.3 \cdot n_{\text{эл.}}, \quad (5.2)$$

$$M_c = 0.03 \cdot M_{\text{эл.}} = 0.03 \frac{30 \cdot N_{\text{эл.}}}{\pi \cdot n_{\text{эл.}}}. \quad (5.3)$$

$$n_c = 0.3 \cdot 2970 = 891 \text{ об/хв.}$$

$$M_c = 0.03 \cdot \frac{30 \cdot 75000}{3.14 \cdot 2970} = 7.24 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент опору агрегата при повному наборі обертів електродвигуна розраховується за формулою:

$$M_{\max} = \frac{30 \cdot N_{\text{ар. max}}}{\pi \cdot n}, \quad (5.4)$$

$$M_{\max} = \frac{30 \cdot 61000}{3.14 \cdot 2970} = 196.2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Всі інші точки кривої будуються за параболічною залежністю:

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

Результати розрахунку наведені в табл. 5.1

Коефіцієнт параболі:

$$K = \frac{M_{\max}}{n_{\text{ел}}^2}, \quad (5.6)$$

$$K = \frac{196.2}{2970^2} = 2.2 \cdot 10^{-5}.$$

Таблиця 5.1-Розрахунок пускової моментної характеристики.

n, об/хв	500	1000	1500	2000	2500
M, Н·м	5.5	22	49.5	88	137.5

Пускова моментна характеристика насосного агрегату наведена на рис. 5.1.

6 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок вала на статичну міцність і втому

6.1.1 Основні вихідні дані

Матеріал вала – сталь 14X17H2 ГОСТ 5632-72;
Границя текучості $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}}=550$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}}=540$ МПа [8];
Границя міцності $\sigma_{\sigma}^{20^{\circ}\text{C}}=700$ МПа, $\sigma_{\sigma}^{80^{\circ}\text{C}}=680$ МПа[8];
Границя втоми при згинанні $\sigma_{-1}=0,5 * \sigma_{\sigma}^{80^{\circ}\text{C}}=0,5 \cdot 680=340$ МПа;
Границя втоми при крученні $\tau_{-1}=0,29 \cdot \sigma_{\sigma}^{80^{\circ}\text{C}}=0,29 \cdot 680=197$ МПа;
Частота обертання $n=2970$ об/хв;
Потужність $N=61$ кВт;
Розрахунок проводиться за методикою [9,10].

6.1.2 Вал знаходиться в умовах спільної дії згину та кручення. Найбільш небезпечним є переріз під робочим колесом, оскільки в цьому перерізі діаметр вала найменший (30мм) і переріз послаблено шпоночним пазом.

6.1.3 Розрахунок перерізу вала під робочим колесом на статичну міцність
Крутящий момент, передаваемый валом
 $M_{кр}=196,2$ н·м (див. п. 1.1.1.2)
На вал діє згинаючий момент, його максимальна величина складає не більше 10% от крутного момента

$$M = 0,1 M_{кр} = 0,1 \cdot 196,2 = 19,62 \text{ н}\cdot\text{м}$$

Моменти опору крученню та згину з урахуванням послаблення шпоночним пазом дорівнюють :

$$W_{кр.} = K_{кр.} \cdot 0.2d^3 , \quad (6.1)$$

$$W_{кр} = 0.95 \cdot 0.2 \cdot 0.03^3 = 5.13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

$$W_{и} = \kappa \cdot 0.1 \cdot d^3 , \quad (6.2)$$

$$W_{и} = 0.9 \cdot 0.1 \cdot 0.03^3 = 2.43 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де $d = 0.03$ м - діаметр вала під колесом ;

$K_{кр} = 0.95$; $\kappa = 0.9$ - коефіцієнти, які враховують наявність шпоночного пазу [9].

Дотичні напруження визначаються за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (6.3)$$

$$\tau_{кр} = \frac{196.2}{5.13 \cdot 10^{-6}} = 38.2 \text{ МПа}$$

Нормальні напруження визначаються за формулою:

$$\sigma_{и} = \frac{M}{\omega_{и}}, \quad (6.4)$$

$$\sigma_{и} = \frac{19.62}{2.43 \cdot 10^{-6}} = 8.07 \text{ МПа}$$

Еквівалентні напруження по теорії найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}, \quad (6.5)$$

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{8,07^2 + 4 \cdot 38,2^2} = 76,83 \text{ МПа}$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n_{\Gamma} = \frac{\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}}}{\sigma_{эКВ}}, \quad (6.6)$$

$$n_{\Gamma} = \frac{540}{76.83} = 7$$

При $\frac{\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}}}{\sigma_{\sigma}^{80^{\circ}\text{C}}} = \frac{540}{680} = 0.79$ допустимий запас $[n_{\Gamma}] \geq 2.2$

Умова міцності по статичній несучій здатності:

$$n_{\Gamma} > [n_{\Gamma}]$$

$$7 > 2.2$$

виконана.

6.1.4 Розрахунок перерізу під робочим колесом на втому

Запас міцності по границі втоми при згині і крученні визначається окремо для нормальних і дотичних напружень:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_M}, \quad (6.7)$$

$$n_{\tau} = \quad (6.8)$$

де $k_{\sigma} = 1.86$, $k_{\tau} = 1.71$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;
 $\varepsilon_{\sigma} = 0.66$, $\varepsilon_{\tau} = 0.73$ - коефіцієнти, які враховують масштабний фактор;
 $\Psi_{\sigma} = 0.05$, $\Psi_{\tau} = 0$ - коефіцієнти, які характеризують відчутність матеріалу до асиметрії циклу напружень;
 $\sigma_M = 0$; $\tau_M = \tau = 38,2$ МПа - середнє значення напружень циклу;
 $\sigma_a = \sigma_H = 8,07$ МПа, $\tau_a = 0,25 \cdot \tau_M = 0,25 \cdot 38,2 = 9,55$ МПа - амплітуда напружень циклу.

$$n_{\sigma} = \frac{340}{\frac{1.86}{0.66} \cdot 8.07 + 0} = 14.9$$

$$n_{\tau} = \frac{197}{\frac{1.71}{0.73} \cdot 9.55 + 0} = 8.8$$

Запас міцності по границі втоми визначається за формулою:

$$n_{\tau} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (6.9)$$

$$n = \frac{14.9 \cdot 8.8}{\sqrt{14.9^2 + 8.8^2}} = 7.6$$

Запас міцності по границі втоми повинен бути не менше

$$[n] \geq 2.5$$

Умова міцності $n \geq [n]$

$$7.6 > 2.5$$

ВИКОНАНА.

6.2 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з робочим колесом

Основні вихідні дані:

Матеріал вала – сталь 14X17H2 ГОСТ 5632-72.

Границя текучості $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}} = 550$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 540$ МПа [8].

Матеріал колеса – відливка 20X13Л-I ГОСТ 2176-77.

Предел текучести $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}} = 450$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 420$ МПа [8].

Шпонка під колесом, см $b-h-l = 1.0 - 0.8 - 4.5$.

Матеріал шпонки під колесом – сталь 30X13 ГОСТ 5632-72.

Границя текучості $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}} = 600$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 580$ МПа.

Крутний момент $M_{\text{кр.}} = 196.2$ н·м

При розрахунку шпоночного з'єднання вала з колесом визначальними є напруження зімяття. Визначаємо їх за формулою [9]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр.}}}{d \cdot l_p \cdot t_2} \quad (6.10)$$

де $d = 0.03$ м - діаметр вала під колесом ;

$l_p = l - b = 0.045 - 0.01 = 0.035$ м - робоча довжина шпонки;

$t_2 = 0.4 \cdot h = 0.4 \cdot 0.008 = 0.0032$ м - глибина врізання шпонки в ступицю.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 196.2}{0.03 \cdot 0.035 \cdot 0.0032} = 117 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження зімяття розраховуються для матеріала (вал, шпонка, робоче колесо), який має саму низьку границю текучості і розраховуються за формулою [9]:

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0.56 \sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 0.56 \cdot 420 = 235 \text{ МПа} \quad (6.11)$$

Умова міцності шпонки на зімяття:

$$\sigma_{\text{см}} = 117 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 235 \text{ МПа}$$

виконана.

6.3 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з полумуфтою

Вихідні дані:

Матеріал вала – сталь 14Х17Н2 ГОСТ 5632-72.

Границя текучості $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}} = 550$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 540$ МПа [8].

Матеріал полумуфти – сталь 40Х ГОСТ 4543-71.

Границя текучості $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}} = 600$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 580$ МПа [8].

Матеріал шпонки під напівмуфтою – сталь 30Х13 ГОСТ 5632-72.

Границя текучості $\sigma_{0.2}^{20^{\circ}\text{C}} = 600$ МПа, $\sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 580$ МПа.

Шпонка під полумуфтою, см $b - h - l = 1.0 - 0.8 - 7$.

Крутний момент $M_{кр.} = 196.2$ н·м.

При розрахунку шпоночного з'єднання вала під напівмуфтою визначальними є напруження зімяття. Розраховуємо їх за формулою [9]:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{кр.}}{d \cdot l_p \cdot t_1} \quad (6.12)$$

де $d = 0.032$ м - діаметр вала під напівмуфтою;

$l_p = l - b = 0.07 - 0.01 = 0.06$ м;

$t_1 = 0.005$ м - глибина врізання шпонки в вал.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 196.2}{0.032 \cdot 0.06 \cdot 0.005} = 41 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження зімяття розраховуються для матеріала (вал, напівмуфта, шпонка), який має саму низьку границю текучості.

При передачі шпоночним з'єднанням знакопостійних навантажень допустиме напруження зімяття складає [9]:

$$[\sigma_{см}] = 0.56 \cdot \sigma_{0.2}^{80^{\circ}\text{C}} = 0.56 \cdot 540 = 300 \text{ МПа}$$

Умова міцності на зімяття:

$$\sigma_{см} = 41 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 300 \text{ МПа}$$

виконана.

6.4 Розрахунок фланця напорного патрубку

Висота h циліндричної частини фланця (див. рис. 6.1) визначається за формулою [11]:

$$h = 0.808 \sqrt{\frac{1}{K_1} \left[\frac{1}{[\sigma_\phi]} \left(Q \cdot \frac{l_1}{l_2} + 0.393 \cdot p_{np} \cdot \psi \cdot D_{н.п.}^2 \right) - 1.53 \cdot K_2 \right]}, \quad (6.13)$$

$$\text{де } l_1 = 0.5(D_\phi - D_{н.п.}), \quad (6.14)$$

$$l_2 = 0.5(D_\phi - D - S), \quad (6.15)$$

$$\Psi = \left(1 - \frac{l_1}{l_2} \right) \left[\left(\frac{D_\phi - 2l_2}{D_{н.п.}} \right)^2 + 1 \right] + 0.2 \frac{l_1}{l_2}, \quad (6.16)$$

$$K_1 = \frac{D_{н.п.} - D}{2l_2} - \frac{D_{н.п.} - D_\phi}{D_\phi} \quad (6.17)$$

де $D_{н.п.} = 0.18\text{м}$ - зовнішній діаметр фланця,
 $D = 0.065\text{м}$ - внутрішній діаметр фланця,
 $D_{н.п.} = 0.11\text{м}$ - зовнішній діаметр прокладки,
 $D_\phi = 0.145\text{м}$ - діаметр розташування болтів,
 $S = 0.0045\text{м}$ - товщина стінки труби.

$$l_1 = 0.5(0.145 - 0.11) = 0.0175\text{м},$$

$$l_2 = 0.5(0.145 - 0.065 - 0.0045) = 0.0378\text{м}.$$

$$\Psi = \left(1 - \frac{0.0175}{0.0378} \right) \left[\left(\frac{0.145 - 2 \cdot 0.0378}{0.11} \right)^2 + 1 \right] + 0.2 \frac{0.0175}{0.0378} = 0.843$$

$$K_1 = \frac{0.18 - 0.065}{2 \cdot 0.0378} - \frac{0.18 - 0.145}{0.145} = 1.28$$

Величина [11]:

$$\gamma = \frac{2H}{\sqrt{D(\Delta - S)}}, \quad (6.18)$$

де $H = 0.03\text{м}$ - висота конічної шийки фланця,
 $\Delta = 0.018\text{м}$ - ширина конічної шийки фланця.

$$\gamma = \frac{2 \cdot 0.03}{\sqrt{0.065(0.018 - 0.0045)}} = 2.025$$

Оскільки $\gamma = 2.025 > 1$, то K_2 розраховуємо за формулою [11]:

$$K_2 = \frac{D \cdot \Delta^2}{2l_2}, \quad (6.19)$$

$$K_2 = \frac{0.065 \cdot 0.018^2}{2 \cdot 0.0378} = 0.0002786\text{м}^2$$

Допустиме напруження для матеріала фланця:

$$[\sigma_\phi] = \frac{\sigma_{0.2}^t}{1.5}, \quad (6.20)$$

де $\sigma_{0.2}^t = 180\text{ МПа}$ - границя текучості матеріала фланця (сталь 12Х18Н9Т ГОСТ 5632-72) при розрахунковій температурі $t = 80^\circ\text{С}$.

$$[\sigma_\phi] = \frac{180}{1.5} = 120\text{ МПа}$$

Зусилля в шпильках

$$Q = Q_d + Q_{пр}, \quad (6.21)$$

де Q_d - рівнодійна внутрішнього тиску,
 $Q_{пр}$ - реакція прокладки в робочих умовах.

$$Q_d = 0.785 D_{\text{ср.пр.}}^2 \cdot p_{\text{пр}}, \quad (6.22)$$

де $D_{\text{ср.пр.}} = 0.087\text{м}$ - середній діаметр прокладки.

$P_{\text{пр}}$ - граничний тиск насоса, який розраховується за формулою:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{вх}} + \rho g H, \quad (6.23)$$

де $P_{\text{вх}} = 0.6\text{ МПа}$ - максимальний тиск на вході в насос,

$H = 120\text{м}$ - напір насоса.

$$P_{\text{пр}} = 6 \cdot 10^5 + 1000 \cdot 9.81 \cdot 120 = 1.78\text{ МПа.}$$

$$Q_{\text{пр}} = 0.785 (D_{\text{н.п.}}^2 - D^2) \cdot q, \quad (6.24)$$

де $q = 2 \cdot \sigma_{0.2} = 2 \cdot 30 = 60\text{ МПа}$ - тиск обжимання прокладки.

$\sigma_{0.2} = 30\text{ МПа}$ - границя текучості матеріала прокладки (матеріал фірми "Navatec PREMIUM").

$$Q_d = 0.785 \cdot 0.0875^2 \cdot 1.78 \cdot 10^6 = 10698\text{ Н}$$

$$Q_{\text{пр}} = 0.785 (0.11^2 - 0.065^2) \cdot 60 \cdot 10^6 = 370913\text{ Н}$$

$$Q = 10698 + 370913 = 381611\text{ Н}$$

$$h = 0.808 \sqrt{\frac{1}{1.28} \left[\frac{1}{120 \cdot 10^6} \left(381611 \cdot \frac{0.0175}{0.0378} + 0.393 \cdot 1.78 \cdot 10^6 \cdot 0.843 \cdot 0.11^2 \right) - 1.53 \cdot 0.0002786 \right]} = 0.0195\text{ м.}$$

Конструктивно висота циліндричної частини фланця прийнята $h = 22\text{мм}$, що задовільняє умові міцності.

7 АНАЛІЗ ПОТЕНЦІЙНИХ НЕБЕЗПЕК І ШКІДЛИВОСТЕЙ, ЩО ЗУМОВЛЕНІ ПРОЕКТОВАНИМ НАСОСОМ

Можливими джерелами найнебезпечніших і шкідливих виробничих факторів проєктованого насоса є:

- механічна небезпека;
- електрична небезпека;
- небезпека від впливу шуму і вібрації;
- термічна небезпека;
- небезпеки, які виходять із порушення в електропостачанні, зруйнування частин машини і інших випадків нештатної роботи;
- небезпека, викликана недотриманням ергономічних принципів проєктування насосів (агрегатів).

Розглянемо основні вимоги щодо перелічених видів небезпечностей.

7.1 Механічна небезпека

Механічна небезпека - це загальне позначення всіх фізичних факторів, які можуть призвести до травм при механічному русі частин машини, інструментів і викиданні твердих і рідких матеріалів.

Основні види механічної небезпеки:

- небезпеки здавлювання, порізу, розрізу або відсікання, намотування, втягування або захоплення, удару тертя або стирання;
- небезпеки, викликані розбризкуванням або виходом назовні рідин під високим тиском;
- небезпеки, викликані викидом назовні частин машин, що обертаються;
- небезпеки, викликані втратою стійкості.

Для запобігання цих небезпек повинні бути вжиті заходи безпеки [12]:

- округлення або зняття гострих кромки, кутів;
- видалення ґрата, окалини;
- огороження обертових виступаючих призматичних шпонок, муфт (при цьому має бути забезпечений вільний доступ до ущільнень вала для контролю кінцевих ущільнень і їх регулювання), демонтаж огорож (муфт) виробляти тільки за допомогою інструменту.

Для запобігання (або зниження) виходу назовні перекачувати-мій рідин необхідно:

- використання надійних ущільнень по валу (кінцеві ущільнення) та ущільнень (металеві, гумові і т.д.) корпусних деталей;
- забезпечити збір і відведення витоків (для небезпечних рідин і їх газів);
- забезпечити гідростатичний тиск рідини в корпусних деталях відповідно до документації;
- не допускати перевищення значень граничних сил і моментів в місцях приєднання трубопроводів;

- для муфт, передавальних механізмів проставок не допускається перевищення граничних значень крутного моменту, частоти обертання і розцентрування валів.

Для запобігання втрати стійкості при зберіганні, транспортуванні, збиранні та розбиранні, при передбачуваному нахилі 70° в будь-якому напрямку, повинні бути проведені необхідні розрахунки розташування центра ваги і, в необхідних випадках, застосовані пристосування для збереження стійкості (не допускається погойдування насоса або його корпусу на своїх патрубках) [12]. У документації повинні бути вказані рекомендації по стропуванню і кріпленню при монтажі і транспортуванні.

Контроль щодо попередження механічних небезпек здійснюється:

- експертизою конструкторської документації, розрахунків на міцність і експлуатаційної документації при приймальних випробуваннях, дослідного зразка.
- візуальний контроль.

7.2 Електрична безпека

Електрична безпека може стати причиною травми або смерті від електрошоку чи опіків унаслідок:

- контакту людей з частинами, що перебувають під напругою (прямий контакт);
- контакту людей з несправними частинами, що перебувають під напругою при порушенні ізоляції (непрямий контакт),
- наближення людей до зони високої напруги;
- непридатності ізоляції для користування в даних умовах;
- електростатичних процесів;
- термічне випромінювання або таких процесів, як розбризкування розплавлених речовин, хімічних процесів при коротких замиканнях, перевантаження і т.д.

Електричні засоби безпеки насосного агрегату забезпечуються електробезпекою комплектуючого електрообладнання (електродвигуна), які підтверджуються сертифікатом відповідності. За умов експлуатації двигуни повинні заземлюватися - по ГОСТ 12.1.030, ГОСТ 12.2.007 і ГОСТ 21130 [15].

Насоси (агрегати), призначені для експлуатації в вибухопожежонебезпечних виробництвах хімічної, нафтохімічної, нафтопереробної промисловості та інших галузей, призначених для перекачування рідин, що накопичують статичну електрику, проходять контрольні випробування на захист від статичного електрично-го електрики відповідно до діючих норм і правилами.

Зазвичай такі насоси мають власні заземлюючих пристроїв [12].

В необхідних випадках перевіряються:

- питомий об'ємний або поверхневий електричний опір матеріалу проточної частини насоса, яка повинна бути не більше 105 Ом м і визначається по ГОСТ 6433.1 - ГОСТ6433.4 - для твердих матеріалів і ГОСТ 16185 - для пластмас;
- наявність заземлюючого пристрою і його опір, яке повинно бути не більше 100 Ом ;
- інші вимоги (показники), пов'язані зі статичним електричністю відповідно до правил, якщо в цьому є необхідність, і вона передбачена ТУ і ПМ на конкретний виріб.

Електричні показники безпеки для електродвигунів, для електронасосних агрегатів визначаються відповідно за стандартами: ГОСТ 183, ГОСТ 7217, ГОСТ 10169, ГОСТ 11828.

Контроль щодо попередження електричних небезпек здійснюється:

- експертизою конструкторської та експлуатаційної документації при приймальних випробуваннях дослідного зразка;
- перевіркою при експлуатації виконання вимог, зазначених в інструкції з експлуатації (наявність контролю в умовах експлуатації наявність заземлюючих пристроїв, наявність кожухів, що запобігають пряме попадання рідин або твердих речовин до електричних з'єднань, наявність пристрою для розмикання енергопостачання насосного агрегату).

7.3 Небезпека від впливу шуму і вібрації насосного агрегату

Шум, при впливі на людину може привести до наступних по-наслідків:

- тривалого порушення слуху;
- шуму у вухах;
- втоми, стресу і т.д .;
- інших наслідків, наприклад, до порушення рівноваги, ослаблення уваги і т.д. перешкод мовних комунікацій і т.д.

При експлуатації насосного агрегату повинні бути виконані заходи, що забезпечують на робочому місці еквівалентні рівні звуку непостійного шуму не більше 80 дБА [16]. Періодичне обслуговування агрегату повинно проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху по ГОСТ 12.4.051-87 протягом не більше 15 хв в зміну (8 годин). Виробник насоса не повинен враховувати рівень шуму, що виникає незалежно від насоса в експлуатаційних умовах. Виробник зобов'язаний виконувати вимоги щодо зниження шуму спільно з Генпроектантом об'єкта в технічно досяжних - межах (знаходження персонала в звукоізолюваному приміщенні, обмеження часу на обслуговування насосного агрегату, розташування агрегатів в необслуговуваних по-ня, капотування і т. Д.) [16].

Значна вібрація (або меншої сили протягом тривалого часу) може бути причиною порушення здоров'я людини.

Зменшення можливих небезпек через тривалі вібраційні навантаження, що викликаються роботою агрегату, повинна вирішуватися Генпроектантом об'єкта експлуатації. Виконання вимог по досягненню норм вібрації в технічно допустимих межах, досягається визначенням технічної допустимої вібрації на корпусах підшипникових опор ротора (для збереження працездатності та ресурсу роботи насоса і для зниження рівня вібрації насоса на фундаменті) [17].

Згідно ГОСТ 12.1.012-90 для проектованого насосного агрегату категорія вібрації 3, тип "а". Середньоквадратичне значення віброшвидкості, заміряне на корпусі підшипника насоса і електродвигуна, не повинно перевищувати 4,5 мм / с.

7.4 Термічна небезпека

Термічна небезпека, що виходить від зовнішніх поверхонь насоса (агрегату) може мати наслідки для людини у вигляді опіків (або переохолодження) внаслідок контакту з поверхнями.

Для запобігання впливу температур необхідні заходи щодо виключення або зменшення часу дотику до поверхонь (ізоляція, огороження в місцях можливого дотику, огорожі насоса (агрегату)).

Максимальні, допустимі значення температури для незахищених поверхонь насоса (агрегату) при нормальному режимі роботи визначаються [14].

Величини допустимих температур (підшипників, масляних ван, корпусів і т.д.) повинні бути вказані в стандартах або ТУ і ПМ і в експлуатаційній документації. Методи вимірювання - термометрами або датчиками температур [18,19].

Контроль щодо попередження термічної небезпеки здійснюється при проведенні обкатки до проведення гідравлічних випробувань насоса контролем температури підшипників і поточним контролем в умовах експлуатації.

7.5 Небезпеки, які виходять із порушення в електропостачанні, руйнування частин машин і інших випадків нештатної роботи

До таких небезпек відносяться:

- несправність, неправильне спрацьовування системи управління;
- неправильні складання (монтаж);
- несподіваний (ненавмисний) пуск.

Небезпеки, які можуть привести до помилкового складання повинні бути конструктивно виключені. Якщо застосовуються зеднувальні елементи з особливими вимогами, то зеднувальні елементи, з якими їх можна сплутати, для інших з'єднань повинні бути такої ж якості.

Якщо після відключення насосного агрегату може виникнути зворотний потік через насос, то виробник / постачальник повинен вказати на необхідність пристроїв для запобігання зворотного потоку (наприклад, зворотний клапан).

Щоб уникнути неправильного обертання напрямком обертання насоса повинно бути позначено за допомогою прикріпленої (відлитої) стрілки на помітному місці і має колір, контрастний з насосом. Стрілка повинна бути в довговічному виконанні. Правильність напрямку обертання перевіряється в умовах виготовлення і пускових (монтажних) робіт [18].

Допоміжні трубопроводи, які мають велике значення для роботи насоса, повинні бути вказані в інструкції з експлуатації або в монтажному кресленні. Якщо є можливість помилки при підєднанні, то такі місця повинні бути чітко позначені на насосі.

Якщо існує небезпека ненавмисного пуску, то спільно з Генпроектантом об'єкта експлуатації, повинні бути передбачені заходи, що виключають такої пуск. Заходи з метою уникнення небезпек, викликані нештатними ситуаціями повинні бути вказані в інструкції по експлуатації.

Захисні пристрої, що відкриваються або знімаються, повинні бути конструктивно виконані так, щоб помилкова їх зміна місцями не позначилася на заходи щодо зниження ризику. Демонтаж захисних пристроїв, призначених для зменшення небезпеки при дотику до насоса або частинам агрегату, повинен проводитися за допомогою інструменту. Якщо необхідна аварійна зупинка за допомогою ручного втручання, то повинні бути передбачені заходи, що зберігають безпеку об'єкта експлуатації і насосного агрегату (наприклад, перехід на резервний насос) [19]. Інструкція та регулювання запобіжних пристроїв (запобіжний клапан, байпас) повинно здійснюватися за допомогою інструменту або ж вони повинні бути закриті кожухами так, щоб відкривався за допомогою інструменту. Виробник повинен вказати на ймовірні небезпеки внаслідок неправильного налаштування таких пристроїв.

Контроль щодо попередження таких небезпек повинен здійснюватись в інструкціях по експлуатації.

7.6 Небезпеки, викликані недотриманням ергономічних принципів проектування насосів (агрегатів)

Недостатня відповідність конструкції машин властивостям і здатностям людей може проявитися в такій формі:

- фізіологічні прояви, які є наслідком нездорової робочої пози, фізичні напруження;

- психофізіологічні прояви, які є наслідком розумового перевантаження, стресу і т.д., які виникають під час робочого процесу, процесу контролю за роботою агрегату або технічного обслуговування агрегату в рамках меж передбачуваного використання;
- помилки оператора.

Щоб уникнути цих небезпек необхідно на стадії проектування насосів (агрегатів) і документації Генпроектанта об'єкта експлуатації дотримуватися ергономічних принципів проектування, що викладені в ГОСТ 12.2.003, EN809 і в стандартах ССБТ, в тому числі:

- сигнальні кольори безпеки;
- зручне і легкодоступне розташування відключаючих пристроїв, приладів;
- легко впізнанність знаків, що виключають помилки оператора і т.д.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977 – 288с.
2. 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.- Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1986.- 334с.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966.- 354с.
4. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Энергетические насосы : Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981.- 200с.
5. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию “Проектирование центробежного рабочего колеса” по курсу “Расчет и проектирование насосов” для студентов специальности 12.11 дневной и вечерней форм обучения/ Сост. Н.К. Ржебаева.- Харьков: ХГУ, 1991.- 44с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. М.: Машиностроение, 1980, т.2. – 559с.
7. Бейзейльман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник.: М: Машиностроение, 1975.- 574с.
8. Журавлев В.Н., Николаева О.И. Машиностроительные стали. Изд. 3-е, перераб. и допол.- М.: Машиностроение, 1981.- 391с.
9. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.В. Расчет на прочность деталей машиностроения.: Справочник. М.: Машиностроение, 1979.- 702с.
10. Елисеев Б.М. Расчет деталей центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1975.- 208с.
11. Прочность паровых турбин. Под общ. ред. академика АН УССР Л.А. Шубенко – Шубина. М.: Машгиз, 1973.
12. ГОСТ Р 6134 ИСО 9906: Насосы динамические. Методы испытаний.
13. ГОСТ 12.1.030-87 Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
14. ГОСТ 12.1003-91 Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности.
15. ГОСТ 12.1.012-90 Система стандартов безопасности труда. Вибрация. Общие требования безопасности.
16. Долин П.А. Справочник по технике безопасности.- 6-е изд., перераб. и допол.-М.: Энергоатомиздат, 1985.- 824с.
17. Справочная книга по охране труда в машиностроении. Г.В. Бекетов, Н.Н. Борисова и др.; Под общ. ред. О.Н. Русака-Л.: Машиностроение. Ленинград. Отд-е, 1989. -541 с.
18. Методичні вказівки до практичних занять на тему "Електробезпека. Розрахунок захисного заземлення та занулення". Суми, вид-во Сумського Державного Університету, 2003.