

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
ЦЗДВФН
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ

«__» _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

Стічномасний вільновихровий насос

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

Виконавець роботи _____ Слюсаренко В. В.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ Гусак О. Г.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Суми 2020

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

Спеціальність 8.131 – Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Слюсаренко Вячеслав Вікторович

(прізвище, ім 'я , по батькові)

1. Тема роботи: Стічномасний вільновихровий насос

затверджена наказом по університету від « ____ » _____ 20 ____ р. № _____

2. Термін здавання студентом закінченої роботи 12.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи Q= 450 м3/год; Н=95 м; густина рідини $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) актуальність теми; аналіз конструктивних схем вільновихрових насосів; обґрунтування вибору конструкції насоса і її опис, вибір оптимальної геометрії робочого колеса; розроблення насосного агрегату з вільновихровим насосом ВВН 450-95; гідравлічні розрахунки проточної частини, осьової і радіальної сил; вибір кінцевого ущільнення і електродвигуна; механічні розрахунки: вала на міцність, шпонкового з'єднання, підшипників; розділи охорони праці і економіки, висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, (презентація)

6. Консультанти з роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1.	Підбір матеріалів по темі магістерської роботи	22.09-27.09. 2020 р.	
2.	Аналіз конструктивних схем ВВН	28.09-30.09. 2020 р.	
3.	Обґрунтування вибору конструкції насоса	01.10-04.10. 2020 р.	
4.	Опис конструкції насоса. Виконання розділів практики.	05.10- 11.10.2020 р.	
5.	Складання звіту з переддипломної практики.	12.10-18.10.2020 р.	
6.	Розроблення насосного агрегату з вільновихровим насосом ВВН 450-95: гідравлічні розрахунки	19.10-25.10.2020 р.	
7.	Механічні розрахунки. Монтажне креслення агрегату.	26.10-01.11.2020 р.	
8.	Складальне креслення насоса, креслення робочого колеса. Розділ охорони праці.	02.11-29.11.2020 р.	
9.	Економічна частина	30.11-03.12. 2020 р.	
10.	Оформлення РПЗ, графічних матеріалів та розробка презентації	04.12-12.12.2010 р.	

Дата видачі завдання « 22 » 09 2020 р.

Студент _____ Слюсаренко В. В.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ Гусак О. Г.
(підпис) (прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 50 с., 9 рисунків, 1 таблиця, 12 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Стічномасний вільновихровий насос».

Графічні матеріали: 4 листи формату А1 (презентація): монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення деталі.

В магістерській роботі розроблено насосний агрегат вільновихрового типу ВВН 450-95 для перекачування стічних рідин. При розробці насоса проведено літературний огляд і визначена оптимальна конструкція РК ВВН.

Вибрано співвідношення геометричних параметрів РК ВВН типу «Туго», при яких ККД насоса досягав би найбільшого значення.

Вибір наведених геометричних параметрів РК дозволяє збільшити ККД проектного насоса на 4%, що значно знижує витрати при експлуатації насоса, зокрема за рахунок зменшення витрат на електроенергію.

Крім цього, в роботі наведено опис конструкції насоса, виконані гідравлічні розрахунки проточної частини.

Розраховані осьова і радіальна сили.

Виконані механічні розрахунки: вала на міцність і міцність шпонкового з'єднання, перевірена довговічність підшипників.

У розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного агрегата і розглянуто заходи щодо їх усунення.

У розділі економіки розглянуто організацію конструкторської підготовки виробництва.

Розроблено необхідні креслення насоса.

Складено презентацію.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІЛЬНА КАМЕРА, УЩІЛЬНЕННЯ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	
РЕФЕРАТ	
ВСТУП	6
1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКЦІЇ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА	9
1.1 Актуальність теми магістерської роботи	9
1.2 Вибір оптимальної геометрії проточної частини насоса	9
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ, ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ НАСОСА	12
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ	15
3.1 Розрахунок проточної частини насоса	15
3.2.Розрахунок гідравлічних зусиль, що діють на ротор насоса	18
3.3 Вибір кінцевого ущільнення вала	21
4 РОЗРАХУНКИ НА ВИБІР ДВИГУНА	23
4.1 Вибір двигуна	23
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	24
5 ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ І ДЕТАЛЕЙ НАСОСА	27
5.1 Розрахунок реакцій в опорах вала	27
5.2 Розрахунок довговічності підшипників	29
5.3 Розрахунок вала на статичну міцність	30
5.4 Розрахунок шпонкових з'єднань	32
6 ОХОРОНА ПРАЦІ	35
6.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектуваного агрегата і заходи щодо їх усунення	35
7 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	45
Організація конструкторської підготовки виробництва	45
ВИСНОВКИ	48
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	49

ВСТУП

Вільновихрові насоси (ВВН) відносяться до динамічних насосів, у яких рідке середовище переміщується переважно поза робочим колесом від центра до периферії. Останнім часом ВВН знаходять широке застосування для гідротранспорту різних матеріалів у нашій країні і за кордоном: у комунальному господарстві - для перекачування фекальних рідин, ґрунтових і стічних вод; у сільському господарстві - для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби; у харчовій промисловості - для перекачування продуктів, що легко ушкоджуються, соків, сиропів і ін.; у целюлозно-паперовій промисловості - для перекачування паперових мас із концентрацією до 15 % деревних мас і макулатури; у хімічній промисловості - для перекачування полімерів, в'язкої сировини, насичених розчинів солей, суспензій зі змістом волокон, газоподібних рідин і ін.; у гірській металургії - для гідротранспорту шламу, золи, руд, хвостів на громозводах фабриках; у вугільній промисловості для гідротранспорту вугілля й вугільного шламу [1].

Вільновихрові насоси (рис. 1) відрізняються від звичайних відцентрових насосів схемою проточної частини і механізмом передачі енергії рідини.



Рисунок 1 – Вільновихровий насос типу EGGER TURO [2]

Завдяки своїм конструктивним особливостям (наявності вільної камери перед робочим колесом) вони мають ряд переваг у порівнянні з відцентровими насосами. До основних з них можна віднести наступні:

- нечутливість до закупорювання;
- мінімальне ушкодження продукту, що перекачується;
- висока надійність роботи при гідротранспорті різних рідин, що містять волокнисті включення;
- можливість перекачування газоподібних рідин зі змістом газу до 50 %;
- можливість транспортування в'язких рідин (до 500 Спз);
- висока усмоктувальна здатність;
- можливість перекачування великих включень із розміром 0,8 діаметра напірного патрубку;
- простота конструкції;
- робота насоса без шуму.

Основним недоліком ВВН є їх порівняно низька економічність, що залежно від конструктивного типу і розмірів насоса становить 35-58 %. Однак, при оцінці експлуатаційних якостей насосів для гідротранспорту першорядного значення набувають такі показники, як надійність і зносостійкість, а величина ККД у насосах для гідротранспорту твердих матеріалів стає другорядним показником. Таким чином, застосування ВВН для перекачування гідросумішей доцільно та економічно виправдано.

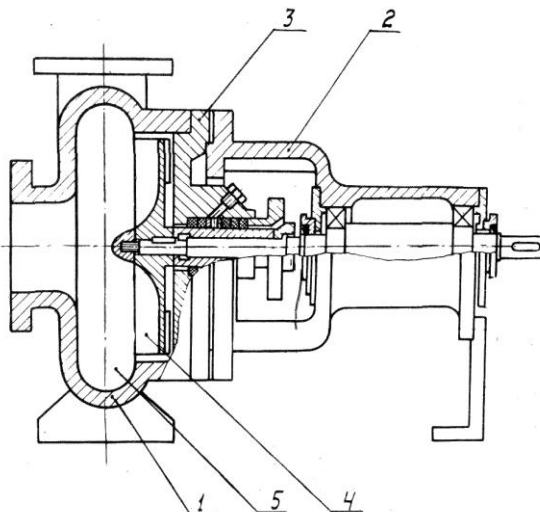


Рисунок 2 - Вільновихровий насос «Туго»: 1 - корпус; 2 - вузол опорного кронштейна; 3 - корпус ущільнення; 4 - робоче колесо; 5 - вільновихрова камера

Результати досліджень показали, що найбільш прийнятною конструкцією для перекачування рідин із твердими і волокнистими включеннями є конструктивна схема «Turo» (рис. 2), для яких максимальний ККД досягає $\eta_{\max} = 54 \%$.

Статистичний аналіз кращих конструкцій ВВН типу «Turo», що випускаються за кордоном і в нашій країні, показує, що економічність ВВН залежить від коефіцієнта швидкохідності насоса. Максимальний рівень ККД мають насоси в області $n_s = 100 - 120$ ($\eta = 50-54 \%$). З погляду економічної ефективності доцільно використовувати насоси вільновихрового типу в області $n_s = 60 - 160$ ($\eta > 40 \%$).

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКЦІЇ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА

1.1 Актуальність теми магістерської роботи

У вступі була показана доцільність застосування насосів вільновихрового типу для перекачування рідин з великим вмістом твердих і волокнистих включень, а також газових пухирців. До таких рідин відносяться і стічні води, що перекачуються вільновихровим насосом. При оцінці експлуатаційних якостей ВВН малої та середньої потужності першорядного значення набувають такі показники як надійність і зносостійкість, а величина ККД стає другорядною. Однак у насосах великої потужності ($N > 250$ кВт) рівень ККД стає більше істотним, тому що в значній мірі впливає на експлуатаційні витрати, зокрема витрати на електроенергію. Тому при розробці ВВН великої потужності, необхідно шукати шляхи підвищення їхньої економічності, тому що підвищення рівня ККД ВВН навіть на 1% дає відчутну економію витрат на електроенергію.

До теперішнього часу накопичалася значна інформація з дослідження ВВН. Дослідження показали, що подача насоса визначається в основному розмірами відводу, напір і ККД - геометричними співвідношеннями робочого колеса (р.к.). Таким чином, одним з основних шляхів підвищення економічності ВВН є вдосконалювання геометрії його робочого колеса (РК).

1.2 Вибір оптимальної геометрії проточної частини насоса

Результати оптимізації геометричних параметрів р.к. ВВН шляхом проведення експериментальних досліджень викладені в роботі [1].

Досліджені геометричні параметри РК: кількість лопатей z , товщина лопаті δ та її ширина на виході b_2 , які впливають на ККД ВВН.

Результати досліджень:

- найкращі економічні показники мають РК із кількістю лопатей $z=10$;
- максимальне значення ККД у дослідженому діапазоні товщин лопатей має місце при відносній товщині $\bar{\delta} = 0,01-0,02$; однак при виборі товщини лопаті РК крім

величини $\bar{\delta}$ необхідно враховувати кількість лопатей z , абразивність перекачуваної рідини і технологічні можливості литва;

- визначальним фактором, що впливає на ККД ВВН, є відносна ширина лопаті, оптимальна її величина $\bar{b}_2 = 0,2$;

- вибір вищевказаних оптимальних співвідношень геометричних параметрів $z, \bar{\delta}, \bar{b}_2$ дозволить забезпечити найвищий ККД ВВН в діапазоні швидкохідностей $n_s = 40 - 140$.

Наведені рекомендації з вибору геометричних параметрів РК ВВН можуть поширюватися на насоси з РК типу «Туро», що мають кільцевий відвід, в тому числі і на насос ВВН 450-95.

Крім цього, при розробленні конструкції насоса ВВН 450-95 використана спеціальна конструкція робочого колеса:

- РК із довгими та укороченими лопатями, що чергуються, і нахиленими в плані убік, протилежний напрямку обертання колеса, і виконаними відповідно до патенту UA №15085A [3]. Конструкція цього колеса дозволяє збільшити ККД насоса ще на 2 %. Всього збільшення ККД складає – 4 %.

Для визначення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 використовуємо залежність, наведену в роботі [1]:

$$D_2 = \frac{A}{n} \sqrt{H}, \text{ м}, \quad (1.1)$$

де
$$A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{k \eta F_1 F_2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (1.2)$$

При цьому

$\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД насоса; k – коефіцієнт; n – частота обертання, об/хв; H – напір, м; F_1 і F_2 – функції, що враховують вплив відносних розмірів РК і відводу.

Рекомендації з вибору всіх параметрів проточної частини насоса викладені в методиці розрахунку ВВН [1].

Як відвід приймаємо кільцевий відвід. Вибір його розмірів проводимо відповідно до рекомендацій [1].

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ, ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ НАСОСА

Насос ВВН 450-95 розроблений на основі раніше спроектованого ряду стічномасних вільновихрових насосів типу СМС, що застосовуються для перекачування стічних рідин і паперових мас.

У конструкції насоса застосована уніфікована опорна стійка насоса СМ 200-150-500, розроблена Рибницьким насосним заводом.

У ході виконання роботи вивчався інформаційний матеріал закордонних фірм Morris (США), KSB (ФРН), Egger (Швейцарія), ZULZER (ФРН).

Прийнята в проекті проточна частина (робоче колесо, відвід) насоса розроблена з урахуванням особливостей середовища, що перекачується, і забезпечує високу економічність.

Агрегат ВВН 450-95 (рис. 2.1) складається з вільновихрового горизонтального консольного насоса і приводного асинхронного електродвигуна.

Вали насоса і електродвигуна з'єднані між собою пружною муфтою із проставком.

Насос і електродвигун змонтовані на загальній фундаментній рамі.

Робоче колесо вільновихрове. Геометрія колеса виконана з урахуванням результатів відпрацювання високоекономічних РК з метою підвищення економічності лопаті колеса мають нахил у напрямку, протилежному його обертанню відповідно до патенту № 15085А. Крім цього, частина лопатей (через одну) виконані вкороченими.

Для зменшення осьової сили на робочому колесі є лопаті (імPELLери).

Відвід насоса кільцевий. Корпус насоса є опорним. До корпусу за допомогою шпильок кріпиться кронштейн. Між торцями корпусу і кронштейна встановлений корпус ущільнення. У стику корпусу ущільнення є ущільнювальне гумове кільце.

Підвід рідини до насоса осьовий, відвід - тангенціальний. Напірний патрубок спрямований вертикально вгору. До корпусу з боку входу кріпиться патрубок з люком, призначеним для очищення проточного тракту перед колесом при його забиванні.

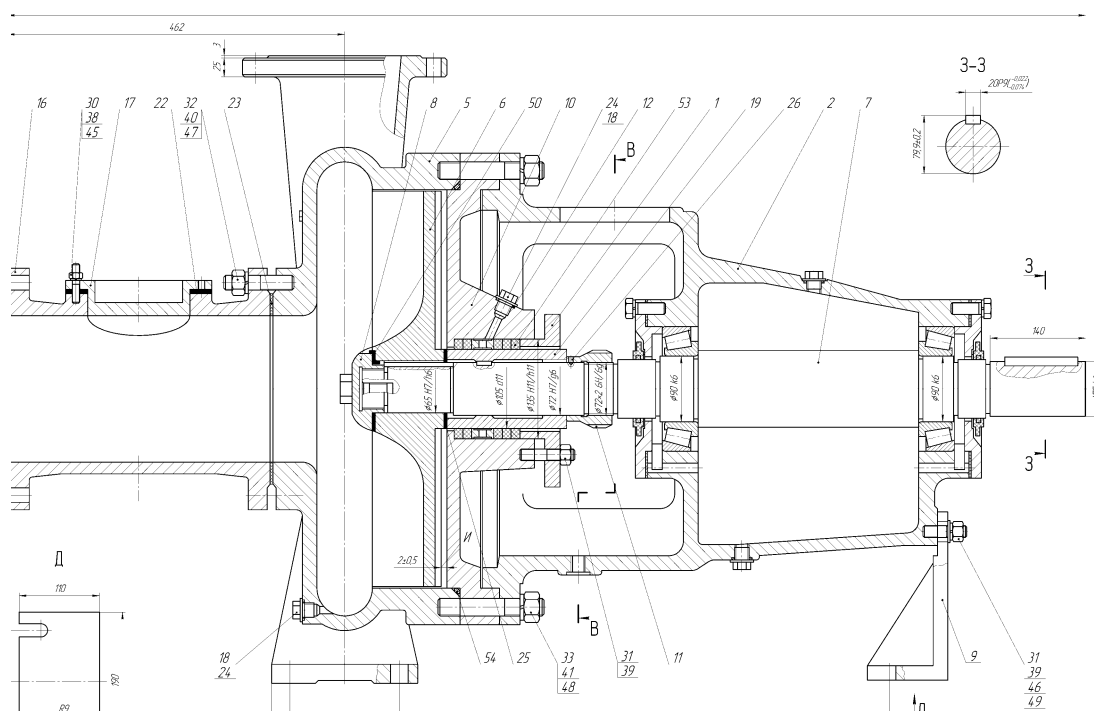


Рисунок 2.1 – Конструкція насоса ВВН 450-95

Ротор насоса обертається в підшипниках кочення. Змащення підшипників рідке (масло И40, И50А ГОСТ 20799-75).

Радіальне і осьове навантаження в насосі сприймається роликowymi конічними однорядними підшипниками.

Ущільнення вала – сальникова м'яка набивка. Для забезпечення надійної роботи сальникового ущільнення при експлуатації насоса необхідно подавати технічну воду під тиском, що становить 0,3 МПа (3 кгс/см²). У зоні ущільнення для захисту вала від зношування встановлена захисна втулка.

Напрямок обертання вала - по годинній стрілці, якщо дивитися з боку привода.

Матеріал основних деталей насоса: РК, корпуса, корпуса ущільнення - сірий чавун СЧ20, вала - Сталь 35.

Агрегат електронасосний ВВН 450-95 призначений для перекачування побутових, промислових, стічних вод і інших забруднених рідин з водневим показником (рН) від 6 до 8,5, кінематичною в'язкістю не більше $1 \cdot 10^{-6}$ м²/с, густиною до 1050 кг/м³, температура до 353° ДО (80°С), зі змістом абразивних часток по об'єму не більше 1%, розміром до 5 мм і мікро твердістю не більше 9000 МПа.

Крім того, агрегат електронасосний ВВН 450-95 може застосовуватися в сільському господарстві для гідротранспорту овочів і фруктів, органічних добрив, у харчовій промисловості для перекачування продуктів, що легко ушкоджуються, у целюлозно-паперовій промисловості для транспортування деревної маси, макулатури та інших продуктів.

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

3.1 Розрахунок проточної частини насоса

Розрахунки проводимо за методикою, викладеною в [1]. Основні геометричні розміри проточної частини показані на рис. 3.1.

Вихідні дані:

$$Q = 450 \text{ м}^3/\text{год}; H = 95 \text{ м}; n = 1450 \text{ об/хв}; \rho = 1050 \text{ кг/м}^3.$$

Визначаємо коефіцієнт швидкості насоса:

$$n = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}, \quad (3.1)$$

$$n = \frac{3,65 \cdot 1450 \cdot \sqrt{450}}{60 \cdot (95)^{3/4}} = 61,5.$$

У відповідності із проведеною оптимізацією задаємося наступними співвідношеннями основних геометричних розмірів робочого колеса:

$$\vec{D}_1 = 0,2; \vec{b}_2 = 0,139; \vec{\delta} = 0,02; Z = 10.$$

За графічними залежностями [1] визначаємо ККД, відносну ширину вільної камери B і функції F_1 і F_2 .

З урахуванням результатів відпрацьовування високоекономічних РК приймаємо:

$$\eta = 0,48; \vec{B} = 0,139; F = 1,903 \cdot 10^{-2}; F = 2,5.$$

ККД зазначено для насосної частини.

Зовнішній діаметр робочого колеса визначаємо за формулою

$$D_2 = \frac{A}{\eta} \cdot \sqrt{H}, \quad (3.2)$$

$$\text{де } A = \left[\frac{\eta_{MEX}}{k\eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.3)$$

Тут: η_{MEX} - механічний ККД насоса; приймаємо $\eta_{MEX} = 0,92$;

$$k - \text{коефіцієнт}; k = 7,023 \cdot 10^{-3}.$$

$$\text{Тоді } A = \left[\frac{0,92}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 1,903 \cdot 10^{-2} \cdot 0,48 \cdot 2,31} \right]^{\frac{1}{2}} = 79,83;$$

$$D_2 = \frac{79,83}{1450} \cdot \sqrt{95} = 0,537 \text{ м.}$$

Приймаємо зовнішній діаметр РК $D_2 = 540 \text{ мм}$.

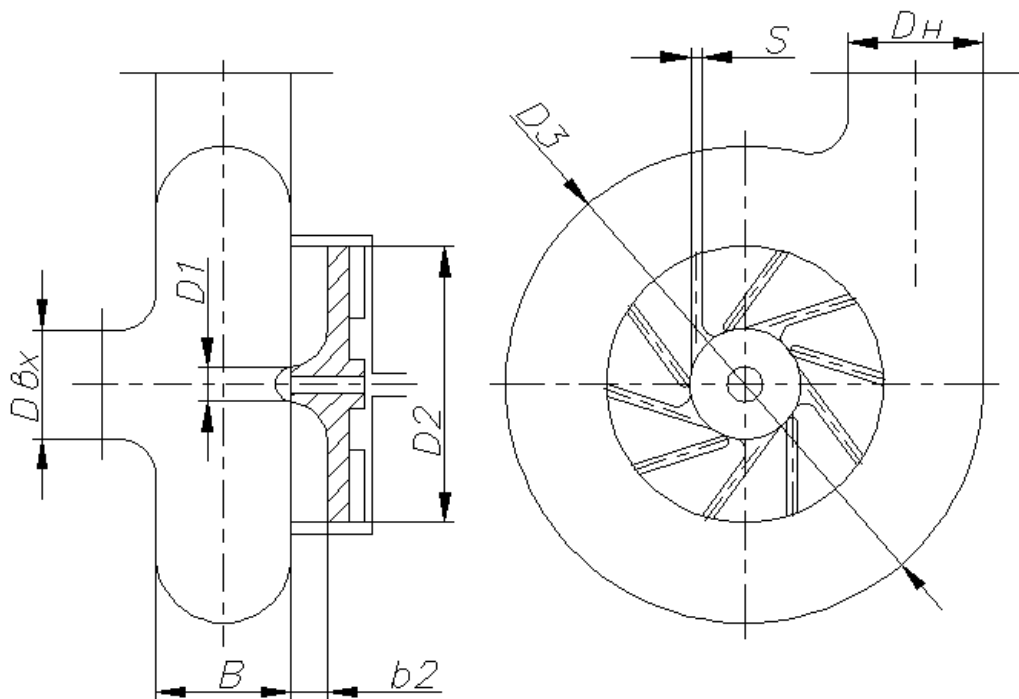


Рисунок 3.1 - Основні геометричні розміри проточної частини насоса

Визначаємо абсолютні розміри робочого колеса:

$$D_1 = 0,2 \cdot 0,540 = 0,108 \text{ м} = 110 \text{ мм};$$

$$b_2 = 0,139 \cdot 0,540 = 0,075 \text{ м} = 75 \text{ мм};$$

$$\delta = 0,02 \cdot 0,540 = 0,0108 \text{ м} = 10,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\delta = 10$ мм.

Знаходимо ширину вільної камери електронасоса

$$B = \vec{B} \cdot D_2 = 0,139 \cdot 0,540 = 0,075 \text{ м} = 75 \text{ мм.}$$

Приймаємо кільцевий відвід.

Основні геометричні розміри відводу визначаємо за рекомендаціями [1].

Діаметр кільцевого відводу $D_3 = D_2 + B = 540 + 75 = 615$ мм.

Діаметр входу:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_0}}, \quad (3.4)$$

де $V_0 = K_{V_0} \cdot \sqrt{2g \cdot H}$ - швидкість на вході в насос.

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V_0} = 0,2 \cdot \left[\frac{n_s}{100} \right]^{2/3}; \quad (3.5)$$

$$K_{V_0} = 0,2 \cdot \left[\frac{61,5}{100} \right]^{2/3} = 0,14;$$

$$V_0 = 0,14 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 95} = 6,0 \text{ м/с};$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 450}{3600 \cdot 3,14 \cdot 6}} = 0,162 \text{ м.}$$

Виходячи з досвіду випробувань раніше спроектованих насосів, вхідний патрубок доцільно виконувати циліндричним, тобто $D_0 = D_{\text{вх}}$. Це забезпечує більш високу економічність насоса.

З урахуванням рекомендацій стандартного ряду діаметрів приймаємо $D_0 = D_{\text{вх}} = 200$ мм.

Діаметр виходу приймаємо $D_{\text{н}} = 125$ мм.

3.2 Розрахунок гідравлічних зусиль, що діють на ротор насоса

Досвід експлуатації вільновихрових насосів показав, що осьові сили в них істотно більші, ніж у відцентрових насосах аналогічних параметрів.

Осьові сили, що діють на ротор ВВН, мало вивчені. У цей час відсутні способи надійного аналітичного визначення складової результуючої осьової сили. Тому, розрахунок осьових сил ґрунтується на результатах експерименту.

На ротор ВВН діє результуюча осьова сила, спрямована убік всмоктувального патрубку. Величина цієї сили дорівнює алгебраїчній сумі осьових сил, що діють на окремі елементи ротора насоса. На рис. 3.2 показана схема дії цих сил. Результуюча осьова сила [1]:

$$A = A_{II} - A_K - A_D \pm A_{BX}, \quad (3.6)$$

де A_{II}, A_K, A_{BX} - сили тиску, що діють відповідно з боку пазухи на зовнішню поверхню диска колеса, з боку вільної камери на внутрішню поверхню диска і на вхід в колесо; A_D - сила, що діє на внутрішню поверхню диска з урахуванням зміни напрямку вхідного потоку.

Розрахунок осьових сил у насосі проводимо за методикою [1].

Вихідні дані: $Q = 450 \text{ м}^3/\text{год} = 0,125 \text{ м}^3/\text{с}$; $H = 95 \text{ м}$;

$$n = 1450 \text{ об/хв}; \rho = 1050 \text{ кг/м}^3.$$

Геометричні розміри робочого колеса: $R_2 = 270 \text{ мм}$; $R_1 = 55 \text{ мм}$;

$$R_{BT} = 52,5 \text{ мм}.$$

Коефіцієнт швидкохідності насоса: $n_s = 61,5$.

Визначаємо число Рейнольдса

$$Re = \frac{nD_2^2}{\nu}; \quad (3.7)$$

де $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості перекачуваної рідини; n – частота обертання насоса, об/с.

$$Re = \frac{1450 \cdot 0,54^2}{60 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 7,047 \cdot 10^6.$$

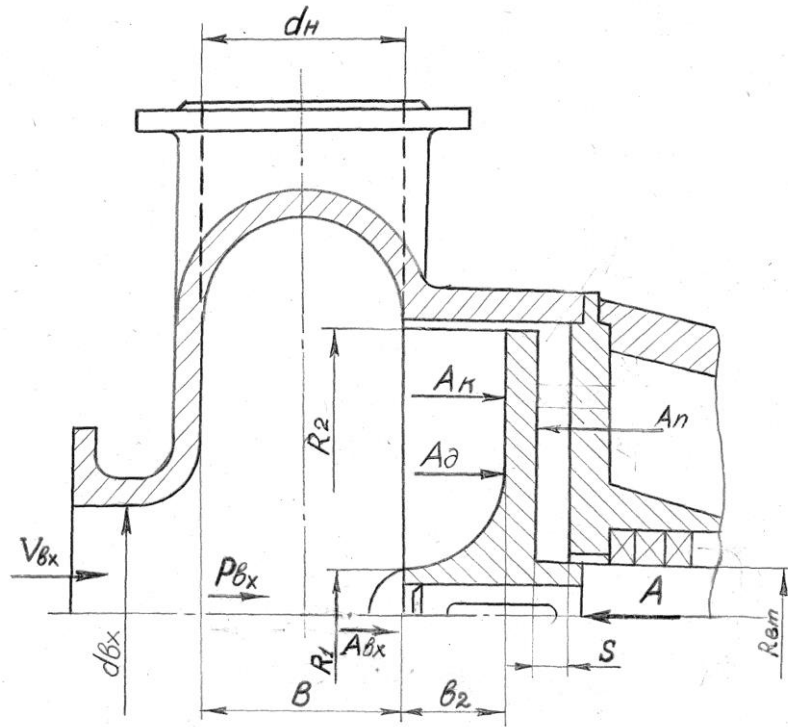


Рисунок 3.2 - Схема дії осьових сил у ВВН

Розраховуємо коефіцієнти β і ψ_r :

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{Re}; \quad (3.8)$$

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{7,047 \cdot 10^6} = 0,458.$$

$$\psi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{Re}; \quad (3.9)$$

$$\psi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{7,047 \cdot 10^6} = -0,032.$$

Кутова швидкість обертання насоса, c^{-1} :

$$w = \frac{\pi n}{30}; \quad (3.10)$$

$$w = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151,77 \text{ c}^{-1}.$$

Обчислюємо відносні розміри колеса:

$$\bar{R}_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{55}{270} = 0,204;$$

$$\bar{R}_{BT} = \frac{R_{BT}}{R_2} = \frac{52,5}{270} = 0,194.$$

Приймаємо результуючу осьову силу:

$$A = \pi \rho g H \left[\beta (R_2^2 - R_{BT}^2) - \psi_r (R_2^2 - R_1^2) \right] - \frac{\pi}{4} K^2 \rho R_2^4 w^2 \cdot (1 - \bar{R}_{BT}^2)^2; \quad (3.11)$$

$$A = 3,14 \cdot 1050 \cdot 9,81 \cdot 95 \left[0,458 (0,27^2 - 0,0525^2) + 0,032 (0,27^2 - 0,055^2) \right] - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1050 \times \\ \times 0,27^4 \cdot 151,77^2 \cdot (1 - 0,194^2)^2 = 105594 - 22072 = 83522 \text{ Н.}$$

Для зменшення осьової сили на задній стінці диска робочого колеса застосовуємо відбійні лопаті (імPELLери). Зменшення осьової сили від дії лопатей імPELLера визначаємо за формулою [4]:

$$T_n = \frac{3}{8} \rho g \left(\frac{\pi D_{2M}^2}{4} - \frac{\pi d_{1M}^2}{4} \right) \left(\frac{U_{2u}^2 - U_{1u}^2}{2g} \right), \quad (3.12)$$

де D_{2u} – зовнішній діаметр лопатей імPELLера, $D_{2i} = D_2 = 0,540$ м;

d_{1u} – внутрішній діаметр лопатей імPELLера, $d_{1u} = 0,105$ м;

U_{2u} – колова швидкість робочого колеса на виході з лопатей імPELLера;

U_{1u} – колова швидкість на вході на лопаті імPELLера.

$$U_{2u} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{D_{2u}}{2}; \quad (3.13)$$

$$U_{2u} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} \cdot \frac{0,540}{2} = 40,98 \text{ м/с};$$

$$U_{1u} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{d_{1u}}{2}; \quad (3.14)$$

$$U_{1u} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} \cdot \frac{0,105}{2} = 7,97 \text{ м/с.}$$

Тоді

$$T_n = \frac{3}{8} \cdot 1050 \cdot 9,81 \left(\frac{3,14 \cdot 0,54^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4} \right) \left(\frac{40,98^2 - 7,97^2}{2 \cdot 9,82} \right) = 70065 \text{ Н.}$$

Залишкова осьова сила дорівнює:

$$F_A = A - T_n; \quad (3.15)$$

$$F_A = 83522 - 70065 = 13457 \text{ Н.}$$

3.3 Вибір кінцевого ущільнення вала

Для спроектованої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване сальникове ущільнення (рис. 3.3) [4].

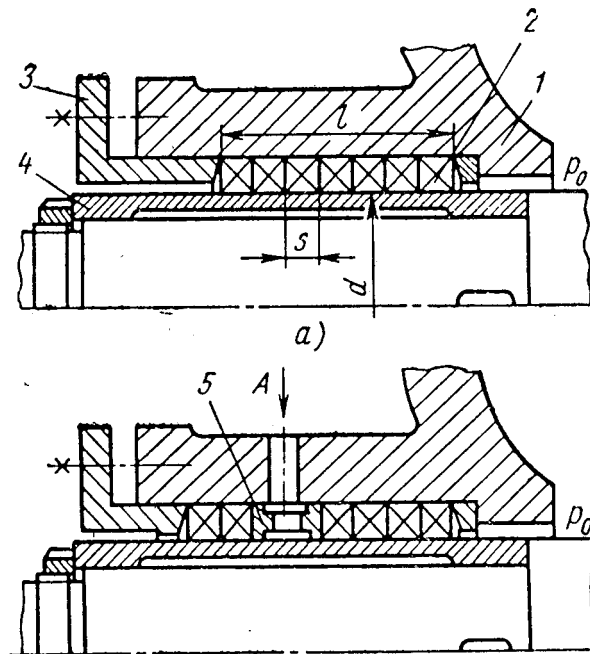


Рисунок 3.3 - Схема сальникового ущільнення

Для надійної роботи насоса необхідно забезпечити підпір на вході в насос. Підпір, обмірюваний в всмоктувальному патрубку, повинен бути не менш 0,1 МПа.

З метою захисту сальникового ущільнення від зношування у вузол ущільнення подається затворна рідина під тиском $P = 0,3$ МПа. В якості затворної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40°C . Витрата води, що подається в сальник, $4,5$ м³/год.

Згідно [4] товщина кільця набивки

$$S = \sqrt{d}, \quad (3.16)$$

де d – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ($d = 105$ мм);

$$S = \sqrt{105} = 10,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 16 \text{ мм.}$

Довжина сальникового ущільнення дорівнює:

$$L = i \cdot s, \tag{3.17}$$

де i - кількість кілець набивки, шт. ($i = 5$);

s - товщина кільця набивки, мм.

$$L = 5 \cdot 16 = 80 \text{ мм.}$$

Відповідно до ГОСТу 5152-84 вибираємо сальникову набивку наскрізного плетива марки АГИ 16x16.

4 РОЗРАХУНКИ НА ВИБІР ДВИГУНА

4.1 Вибір двигуна

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}; \quad (4.1)$$

$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 450 \cdot 95}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,48} = 254,8 \text{ кВт},$$

де $\eta = 0,48$ - розрахунковий ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{эд}} = K \cdot N, \quad (4.2)$$

де $K = 1,1 - 1,3$ - коефіцієнт, що враховує припустиме граничне відхилення напору.

Приймаємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 254,8 = 280 \text{ кВт}$$

Для привода насоса вибираємо електродвигун АИР 355М4 з параметрами:

Потужність - 315 кВт;

Напруга - 380 В;

Частота обертання (синхронна) - 1500 об/хв.

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання при пуску насоса являє собою параболу

$$M = K \cdot n^2, \quad (4.3)$$

де K - коефіцієнт параболи;

n - частота обертання ротора, об/хв.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n = 0$);
- мінімального моменту опору агрегату (точка С);
- повного розвороту електродвигуна ($n = 1500$ об/хв).

У початковий момент при $n = 0$

$$M_0 = 0,21M_{НОМ}, \quad (4.4)$$

де $M_{НОМ}$ – момент електродвигуна

$$M_{НОМ} = \frac{N_{ДВ}}{\omega}, \quad (4.5)$$

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

$N_{об} = 315$ кВт – номінальна потужність двигуна.

$$M_{НОМ} = \frac{315}{314} = 1,003 \text{ кНм} = 1003 \text{ Нм}.$$

$$M_o = 0,21 \cdot 1003 = 210,6 \text{ Нм.}$$

Момент опору агрегату при повному розвороті електродвигуна M_{max} :

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (4.6)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса.

$$N_{max} = N_{эд} = 280 \text{ кВт};$$

$$M_{max} = \frac{280}{314} = 8,917 \cdot 10^{-1} \text{ кНм} = 891,7 \text{ Нм.}$$

Мінімальному моменту опору відповідає точка “С” з координатами:

$$n_c = 0,3n \quad \text{і} \quad M_c = 0,03M_{max}; \quad (4.7)$$

$$n_c = 0,3 \cdot 1500 = 450 \text{ об/хв};$$

$$M_c = 0,03 \cdot 891,7 = 26,75 \text{ Нм.}$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна

$$K = \frac{M_{max}}{n^2}, \quad (4.8)$$

$$\text{де } K = \frac{891,7}{1500^2} = 3,96 \cdot 10^{-4}.$$

Дані розрахунку моментної характеристики зводимо до табл. 4.1.

Таблиця 4.1 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500
M, Н·м	0	24,75	99	222,75	396	618,75	891

Пускова моментна характеристика насосного агрегату наведена на рис 4.1.

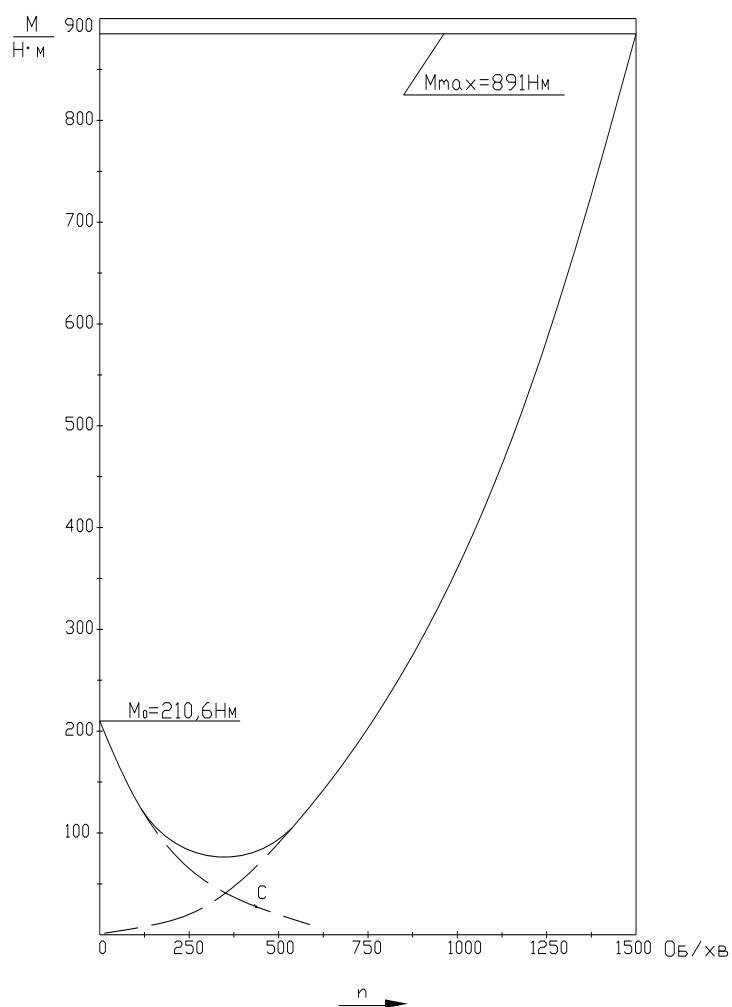


Рисунок 4.1 - Пускова моментна характеристика

5 ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ І ДЕТАЛЕЙ НАСОСА

5.1 Розрахунок реакцій в опорах вала

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса наведена на рис. 5.1.

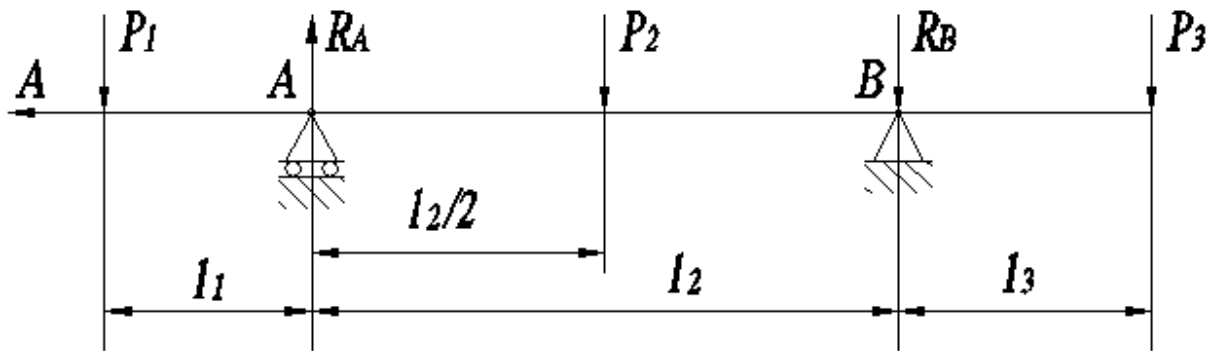


Рисунок 5.1 - Схема дії сил на вал насоса

Навантаження P_1 визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{об} + R, \quad (5.1)$$

де G_K - вага РК, Н;

$G_{об}$ - відцентрова сила від дисбалансу центра ваги р.к. щодо осі обертання, Н (у розрахунку не враховується);

R - радіальна сила у відводі, Н (у розрахунку не враховується).

$$P_1 = G_K = 24,5 \text{ Н.}$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = G_{2\theta}, \quad (5.2)$$

де $G_{2\theta}$ - вага вала, Н;

$$G_{2\theta} = 402,2 \text{ Н; } P_2 = 402,2 \text{ Н.}$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{ПМ}, \quad (5.3)$$

де $G_{ПМ}$ - вага напівмуфти;

$$G_{ПМ} = 196,2 \text{ Н};$$

$$P_3 = 196,2 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій у підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

R_A і R_B - реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,371$ м; $l_2 = 0,352$ м; $l_3 = 0,205$ м.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (5.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2}; \quad (5.5)$$

$$R_B = \frac{240,3 \cdot 0,371 - 196,2 \cdot (0,352 + 0,205) - 402,2 \cdot \frac{0,352}{2}}{0,352} = -258,3 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (5.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (5.7)$$

$$R_A = \frac{402,2 \cdot 0,352 / 2 + 240,3 \cdot (0,371 + 0,352) - 196,2 \cdot 0,205}{0,352} = 580,4 \text{ Н}.$$

5.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорах А и В встановлені роликові конічні однорядні підшипники 6-7318.

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьову і радіальну силу і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [6]:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (5.8)$$

де С - динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

Р - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (XVFr + YFa) \cdot K_T K_\delta. \quad (5.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1$; температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$; коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 580,4H; \quad Fa = A = T = 13457H.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{VFr} = \frac{13457}{1 \cdot 580,4} = 23,2.$$

При цьому $e = 0,318$ [7].

Оскільки $Fa/V \cdot Fr > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,4$.

Коефіцієнт осевого навантаження Y :

$$Y = 1,88.$$

Динамічне навантаження

$$P = (0,4 \cdot 1 \cdot 580,4 + 1,88 \cdot 13457) \cdot 1 \cdot 1 = 25532 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left(\frac{290000}{25532} \right)^3 = 37830 \text{ год.}$$

5.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [8].

Для визначення напруг у перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів (рис. 5.2).

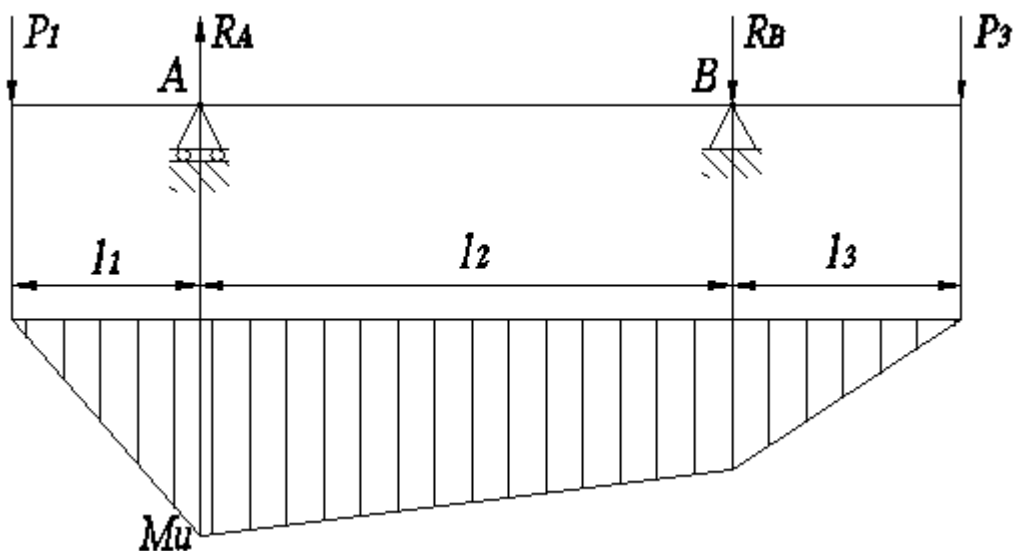


Рисунок 5.2 - Епюра згинальних моментів

Максимальний згинальний момент у перетині А:

$$M_{II} = 0,1M_{KP}, \quad (5.10)$$

де M_{KP} - найбільший крутний момент.

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (5.11)$$

де N - потужність насоса; $N = 254,8$ Квт.

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{254,8}{1450} = 1679 \text{ Нм.}$$

Момент опору перетину вала в точці А:

$$W_{32} = 0,1d^3, \quad (5.12)$$

де $d = 65$ - діаметр вала під підшипником.

$$W_{32} = 0,1 \cdot 0,065^3 = 27,46 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крутінню

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (5.13)$$

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,065^3 = 54,92 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}}, \quad (5.14)$$

$$M_{32} = 0,1 \cdot 1679 = 167,9 \text{ нм;}$$

$$\sigma_{32} = \frac{167,9}{27,46 \cdot 10^{-6}} = 6,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6,1 \text{ МПа.}$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (5.15)$$

$$\tau_{KP} = \frac{1679}{54,92 \cdot 10^{-6}} = 30,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 30,6 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{EKB} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau_{KP}^2}, \quad (5.16)$$

$$\sigma_{EKB} = \sqrt{6,1^2 + 30,6^2} = 53,3 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала - Сталь 35;

Межа плинності $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$.

Запас міцності по межі плинності

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{EKB}}, \quad (5.17)$$

$$n_T = \frac{320}{53,3} = 6,0.$$

Умова міцності виконується.

5.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

Основні вихідні дані для розрахунку:

Матеріал вала - Сталь 35.

Межа плинності - $\sigma_{0,2} = 320 \text{ МПа}$.

Матеріал шпонки - Сталь 45.

Межа плинності - $\sigma_{0,2} = 350$ МПа.

Матеріал колеса - чавун СЧ20.

Межа плинності - $\sigma_{0,2} = 200$ МПа.

Матеріал напівмуфти - чавун СЧ20.

Межа плинності – $\sigma_{0,2} = 200$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{KP} = 1679 \text{ Нм.}$$

Розрахунок шпонкового з'єднання вал - робоче колесо.

Розмір шпонки під робочим колесом, мм.

$$b \times h \times l = 18 \times 16 \times 100.$$

При розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначальною є напруга змінання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (5.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 - глибина паза вала;

h – висота шпонки;

d - діаметр вала.

$$d = 65 \text{ мм; } l = l - \epsilon = 100 - 18 = 82 \text{ мм; } t_1 = 7 \text{ мм; } h = 16 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{3M} = \frac{1679}{0,065 \cdot 0,082 \cdot (0,016 - 0,007)} = 70,0 \cdot 10^6 \text{ Па} = 70,0 \text{ МПа.}$$

Напругу змінання, що допускається, обчислюємо для матеріалу р.к., що має найнижчу межу плинності.

Допустима напруга змінання

$$[\sigma_{3M}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}. \quad (5.19)$$

Для матеріалу робочого колеса

$$[\sigma_{3M}] = 0,56 \cdot 200 = 112 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{3M} < [\sigma_{3M}].$$

Умова міцності на зминання виконується.

Розрахунок шпонкового з'єднання вал – напівмуфта.

Розмір шпонки під напівмуфтою, мм:

$$b \times h \times l = 20 \times 16 \times 100.$$

Діаметр вала під напівмуфтою $d = 75$ мм.

$$l_p = l - b = 100 - 20 = 80 \text{ мм; } t_1 = 7,5 \text{ мм; } h = 16 \text{ мм.}$$

Напруга зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 1679}{0,075 \cdot 0,08(0,016 - 0,0075)} = 65,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 65,8 \text{ МПа.}$$

Напруга зминання, що допускається, для матеріалу напівмуфти:

$$[\sigma_{3M}] = 0,56 \cdot 200 = 112 \text{ МПа.}$$

Оскільки $\sigma_{3M} < [\sigma_{3M}]$, умова міцності на зминання виконується.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проєктованого агрегата і заходи щодо їх усунення

Охорона праці - це система законодавчих актів і норм, направлених на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічні, організаційні, технічні і санітарно-гігієнічні заходи. Задачі охорони праці - зведення до мінімуму вірогідності поразки або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Поліпшення умов праці, підвищення його безпеки впливає на продуктивність праці, якість, а, отже, на собівартість продукції, що випускається. Продуктивність праці збільшується завдяки економії живої праці, економії суспільної праці шляхом підвищення якості продукції, поліпшення використання основних виробничих фондів, зменшення кількості аварій.

Технічна характеристика:

Проектований насосний агрегат ВВН 450-95	
Подача, м ³ /г	450
Тиск, м	95
Потужність, кВт	315
Частота обертання, об/хв	1500

Робоче середовище - забруднені рідини (побутові і промислові).

В нашому випадку матимуть місце фізичні небезпечні і шкідливі виробничі чинники, а хімічні, біологічні, психофізіологічні небезпечні і шкідливі чинники відсутні.

При експлуатації насосного агрегату фізичні небезпечні і шкідливі виробничі чинники у відповідності з ГОСТ 12.0.003-74 [10] підрозділяються на наступні підгрупи:

1 Поразка електричним струмом, вимоги до електроустаткування та електробезпечність

Електронезбезпека- система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму, електричної дуги, а також статичної електрики.

Небезпека поразки електричним струмом, на відміну від інших небезпек, усугубляється тим, що людина не може без спеціальних приладів знайти присутність високої напруги дистанційно. Часто виявлення небезпеки відбувається у момент отримання травми.

Основними джерелами поразки електричним струмом є:

- випадковий дотик до токопровідних частин, що знаходяться в даний момент під напругою;

- несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робітника з токопровідними частинами;

- поява напруги на металевих частинах виробничого устаткування напругою. Останнє відбувається в результаті пошкодження ізоляції токопровідних частин електроустаткування;

- контакт металевого устаткування з приводом, що знаходиться під напругою. Джерело небезпеки може виникнути в результаті пошкодження ізоляції приєднувальних дротів, якщо під напругою виявляться металічні токопровідні частини насоса.

Результат дії електричного струму на людину може приводити до наступного: виникають порушення діяльності життєво важливих органів людини (мозок, серце, легені); опіки окремих ділянок тіла; нагрів кровоносних судин, а також, супроводжуючі протікання по тілу електричного струму, судорожні скорочення м'язів серця і легенів, аж до повного припинення діяльності органів дихання і кровообігу.

Вимоги з електронезбезпеки регламентовані ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление». Захисне заземлення і занулення повинне забезпечувати захист людей від поразки електричним струмом при дотику до металевих нетоковедучих частин, які можуть виявитися під напругою. Захисному заземленню і зануленню підлягають металеві частини, електроустановок,

доступні для дотику людини і інших видів захисту, що не мають, забезпечуючих електробезпеку. Для забезпечення електробезпеки повинні прийматися окремі або в поєднанні один з одним наступні технічні способи і засоби:

Металеві токоведучі частини електродвигуна і електроустаткування заземлені у відповідності з ПУЭ-2009.

Захисне заземлення виконано навмисним електричним з'єднанням металевих частин електроустановок із землею або її еквівалентом. Токоведучі частини надійно ізолювані.

Захисні провідники забезпечують стійкість до механічних, хімічних і термічних дій на весь період експлуатації.

Для забезпечення захисту від випадкового дотику до токоведучих частин необхідно застосовувати:

- захисні огорожі;
- ізоляція токоведучих частин;
- захисні відключення;
- засоби індивідуального захисту і запобіжні пристосування;
- захисне заземлення (при пошкодженні ізоляції.)
- занулення,
- вирівнювання потенціалів, захисне відключення, блокування, попереджувальна сигналізація,

Вимоги до електроустаткування

а) Електродвигуни та інше електроустаткування насосів повинне відповідати вимогам "Правил пристрою електроустановок" ПУЭ-2009.

б) Електроустаткування насосного агрегату вмонтовується відповідно до діючих будівельних норм і правил пристрою електроустановок ПУЭ-2009 і мати ступінь захисту не нижче IP-44 по ГОСТ 14254-2015 або спеціальне, відповідно до умов їх роботи, і експлуатуються відповідно до Правил технічної безпеки при експлуатації електроустановок споживачем.

2 Небезпека отримання опіку при контакті людини з гарячими поверхнями

При роботі насоса на гарячих рідинах з $t > 45^{\circ}\text{C}$ необхідно передбачати пристрої, щоб уникнути опіків людей при контакті з корпусом насоса і арматурою.

Температура поверхні насоса повинна бути не вище 45°C .

3 Небезпека контакту з деталями, що обертаються

Механізмом, що рухається, насосного агрегату є вал електричного двигуна вільновихрового насоса, а також муфта, яка з'єднує два вали. Вали вільновихрового насоса і електродвигуна небезпеки не являють, оскільки знаходяться в корпусах.

Муфту ховають в захисному кожусі. Захисні пристосування мають відповідне забарвлення - червоний колір.

В проектуваному агрегаті деталю, що обертається, є вал. Це створює небезпеку для працюючого.

4 Виробничий шум та захист від нього

1) *Шум механічного походження* - шум, виникаючий унаслідок вібрації поверхонь машин і устаткування, а також одиночних або періодичних ударів в зчленованих деталях, складальних одиниць або конструкцій в цілому.

2) *Шум аеродинамічного походження* — шум, що виникає унаслідок стаціонарних або нестаціонарних процесів в газах (закінчення стислого повітря або газу з отворів; пульсація тиску при русі потоків повітря або газу в трубах або при русі в повітрі тіл з великими швидкостями, горіння рідкого і розпиляло палива у форсунках і ін.).

3) *Шум електромагнітного походження*—шум, що виникає унаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв під впливом змінних магнітних сил (коливання статора і ротора електричних машин, сердечника трансформатора і ін.).

В процесі роботи насоса шум створюється при обертанні ротора.

У відповідності з ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартів безпеки праці. Шум. Загальні вимоги безпеки. Зі зміною № 1 (СТ СЭВ 1930-79) рівень шуму не повинен перевищувати 80 дБА. При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності, залежно від ступеня його навантаження і досконалості вузлів, а також від типу і конструкції згідно ГОСТ 12.1.003-83. В проектуваному агрегаті передбачається шумова технічна характеристика в межах 95 дБА (коректований рівень звукової потужності).

Встановлюється класифікація шумів, допустимі рівні шуму, загальні вимоги до шумових характеристик. У виробничих приміщеннях, на постійних робочих місцях допустимий рівень шуму не повинен перевищувати 80 дБА.

Зони з рівнем шуму вище 80 дБА повинні бути позначений знаком безпеки. Працюючих в даній зоні повинні забезпечити засобами індивідуального захисту. Значні рівні шумів насосний агрегат може створювати при його розбалансуванні, ведучому положенні до вібрації при експлуатації його в невстановлених ТУ умовах в слідство кавітаційних процесів на робочому колесі. Основним засобом з виробничим шумом є зменшення шумів в самих джерелах, тобто удосконалення їх конструкцій, застосування оптимальних режимів роботи згідно технічних умов на даний тип машин. В паспорті насоса повинна бути вказаний шумова характеристика згідно. До потенційних шкідливостей відносять:

- шум;
- вібрацію.

5 Вплив вібрації на організм людини та захист від неї

Характерною шкідливістю для видів багато якого устаткування є вібрація.

Вібрація виникає при роботі агрегату, за наявності в ньому неврівноважених силових взаємодій (частіше всього вони періодичні). Джерелами виникнення вібрації є :

- неврівноважені маси, що обертаються, агрегату;
- удари деталей (ті, що зубчаті зачіпляють підшипникові вузли);

-дефекти і розпущеності з'єднань окремих частин машини.

Основним способом забезпечення вібронебезпеки повинне бути створення і застосування вібронебезпеки машин.

Вібронебезпека праці повинна забезпечуватися:

- дотриманням умов експлуатації;
- підтримкою належного технічного стану машини;
- своєчасним проведенням планово-запобіжних ремонтів;
- застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

Самою небезпечною дією вібрації є дія її на людину обслуговуючу устаткування.

Дія вібрації на людину-оператора, тобто людини велику частину часу знаходиться в безпосередній близькості з машиною, класифікується:

- за способом передачі вібрації на людину;
- по напряму дії вібрації;
- по тимчасовій характеристиці вібрації

Як чинники, що впливають на ступінь і характер несприятливої дії, повинні враховуватися;

- ризик (вірогідність) вияву різних патологій, аж до професійної вібраційної хвороби;
- показники фізичного навантаження і нервово-емоційної напруги;
- вплив супутніх чинників усугубляє дія вібрації (охолодження, вологість, шум і т. п.);
- тривалість і уривчастість дії вібрацій;
- тривалість робочої зміни.

Вібрація створюється за рахунок обертання вала. Норма вібрації встановлена ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008 «Система стандартів безпеки труда. Вибрационная безопасность. Общие требования».

Вібраційною умовою праці повинні бути забезпечений застосуванням вібронебезпечних машин, застосуванням засобів віброзахисту, проектувальними рішеннями самого агрегату.

При роботі насоса може виникнути вібрація установки, що з'являється через недосконалість конструкції, порушень режимів і ТУ експлуатації, розцентровки і розбалансування агрегату.

В проєкті агрегату передбачається жорстке закріплення плити з насосом і двигуном до фундаменту за допомогою фундаментних болтів Ø 24 мм.

Для захисту від вібрації в агрегаті може бути передбачені віброізолюючі опори, пружні прокладки. Для захисту від вібрації передбачено:

- виключення резонансних режимів роботи, тобто відбудови власних частот агрегату і його окремих вузлів і деталей від частоти сили, що вимушує;

- установка агрегату на фундамент, огляд, регулювання і ремонтні роботи необхідно проводити після повної зупинки і відключення робочої машини при закритих напірних і всмоктуючих трубопроводах засувками, після зливу рідини.

6 Безпека експлуатації герметичних систем, що перебувають під тиском

Насос - енергетична гідравлічна машина, що створює надмірний тиск в проточній частині, арматурі і трубопроводах, який може викликати розгерметизацію вказаних частин і створює можливість травмування людей потоком робочої рідини. Щоб уникнути подібних випадків необхідно при виготовленні корпусних деталей насосів передбачити їх гідравлічне випробування надмірним тиском згідно технічних умов.

Щоб уникнути розгерметизації від гідравлічних ударів, необхідно передбачити зворотний клапан в напірній системі і відвідні лінії, які сполучають напірний і всмоктувальний патрубки.

Підготовка до роботи насосної установки полягає в перевірці стану трубопроводів, арматури, приладів автоматичного контролю і управління. Згідно правилам техніки безпеки вентилі, зміна положення яких може привести до

аварії або нещасних випадків, повинні бути опломбований. У відкритому положенні пломбуються вентиля на нагнітальних магістралях; в закритому положенні вентиля аварійного випуску робочої речовини. В ході виконання дрібних робіт з метою забезпечення найвигідніших і безпечних режимів роботи. Нагляд за насосами і допоміжними механізмами виражається у визначенні їх стану і режиму роботи способами, вказаними нижче.

Зовнішнім оглядом визначають комплектність механізмів і їх вузлів, наявність огорож, цілісність захисних і ізоляційних покриттів, наявність зовнішніх пошкоджень, забрудненість, подачу мастила у вузли тертя, справність і правильність свідчень контрольно-вимірювальних приладів і т.п.

По шумах, стукотам і вібраціям визначають: ступінь зносу деталей вузлів тертя, поломку або деформацію деталей, правильність подачі мастила, інтенсивність завантаження механізму.

7 Пожежонебезпека при проведенні виробничого процесу

Джерелами виникнення пожежі є:

- 1) зупинка апарату і його пуск;
- 2) куріння в недозволених місцях;
- 3) джерела запалення, пов'язані з електричною енергією;
- 4) перевантаження мереж

Дії пожежі на людину може викликати несприятливі наслідки: опіки, ядуха, і отруєння димом, а також смерть.

Вимоги регламентовані ГОСТ 12.1.004-91 «Система стандартів безпеки праці. Пожежна безпека. Загальні вимоги».

Пожежна безпека повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно технічними заходами.

Системи запобігання пожежі і протипожежного захисту в сукупності повинні виключити дію на людей небезпечні чинники пожежі, має значення, перевищуючі допустимі. Вірогідність дії вказаних чинників не повинна перевищувати нормативну, рівну Ю" в рік з розрахунку на кожну людину.

Вірогідність виникнення пожежі в електричному і іншому одиничному виробі не повинна перевищувати 10^6 в рік.

Пожежна безпека об'єкта і його складових частин повинна забезпечуватися як при експлуатації, так і у разі реконструкції.

Заходи щодо боротьби з пожежею:

1) застосування електроустаткування у відповідній пожежній і вибухонебезпечній зоні відповідно до вимог правил пристрою електроустаткування;

2) дотримання правил пожежної безпеки.

Протипожежний захист повинен забезпечуватися:

- застосуванням засобів пожежогасінні;
- застосуванням автоматичних установок пожежної сигналізації і пожежогасінні;
- застосуванням засобів індивідуального і колективного захисту людей від небезпечних чинників пожежі. Протипожежна заштита повинна забезпечуватися:

- засобами пожежогасінні;
- автоматичними установками пожежної сигналізації і пожежогасінні;
- засобами індивідуального і колективного захисту людей від небезпечних чинників пожежі.

- засоби і способи гасіння пожежі — піна хімічна спеціальна, розбавлена водою; перемішування за допомогою повітря газу CO_2 або на основі бромистого етилу (2 °С - температурна межа застосовності).

- вуглекислотні вогнегасники, гідністю яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електронного устаткування. Діелектричні властивості CO_2 , дозволяють використовувати дані вогнегасники разі неможливості знеструмлювали агрегату. Засоби і способи гасіння пожежі піна хімічна або склад 3,5 на основі бромистого етилу.

У виробничому приміщенні застосовуються головним чином вуглекислотні вогнегасники, гідністю яких є висока ефективність гасіння

пожежі, збереження електронного устаткування, діелектричні властивості вуглекислого газу, що дозволяє використовувати ці вогнегасники навіть у тому випадку, коли не вдається знеструмити електроустановку.

Висновок: виконання вищенаведених заходів забезпечує відповідність агрегату вимогам нормативної документації:

7 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Організація конструкторської підготовки виробництва

Конструкторська підготовка на промислових підприємствах, як правило, поділяється [12] на конструювання нового обладнання (або вдосконалення існуючих конструкцій), нових видів виробів або їх покращення. При конструюванні нового обладнання або вдосконаленні його конструкції основними етапами є: складання технічного завдання з проектування машини, ескізне проектування; виконання технічного проекту, складання робочих креслень.

Технічне завдання (ТЗ) містить основні вхідні дані для проектування. На основі вивчення досягнень вітчизняної та зарубіжної науки і техніки в ТЗ вказується основний принцип роботи нової машини, конструктивні особливості, а також вид енергії, яка використовується, орієнтовний габарит і можлива вага, приводиться зіставлення основних укрупнених параметрів проектованої машини по відношенню до кращих зарубіжних і вітчизняних машин цього типу. За затвердженим технічним завданням розробляється *ескізний проект*, який повинен дати відповідь на питання про правильність технічної пропозиції, прийнятої на проектування.

На основі *ескізного проекту* ведеться *технічне проектування*. У технічному проекті уточнюється креслення загального вигляду і вузлів. Детально розробляють кінематичну і електричну схеми машини, розраховують техніко-економічні показники: проектну вартість, капітальні витрати, економічну ефективність. При складанні робочих креслень на деталі, вузли, механізми, вироби з складальними і монтажними схемами розробляється також вся необхідна документація для виготовлення і експлуатації нового обладнання.

У серійному і масовому виробництві в робочі креслення вносять доповнення, одержані при випробуваннях дослідно-промислового екземпляру. Всі креслення виконуються відповідно до прийнятих стандартами. Стандарт – стійкий зразок або документ, який закріплює передові досягнення науки і техніки. За даним зразком може бути виготовлено обладнання та інша продукція.

Найважливішою особливістю сучасної організації конструкторської підготовки виробництва є широке використання *стандартизації*, що дає змогу уникнути необґрунтованого різноманіття в якості, типах і конструкціях виробів, у формах і розмірах деталей та заготовок, у профілях і марках матеріалів, у технологічних процесах, організаційних методах. Стандартизація є одним з ефективних засобів прискорення науково-технічного прогресу, підвищення ефективності виробництва і зростання продуктивності праці конструкторів.

Конструкторська уніфікація – це комплекс заходів, що забезпечують усунення необґрунтованого різноманіття виробів одного призначення, різнотипності їхніх складових і деталей, приведення до можливої однаковості способів їх виготовлення, складання та випробування. Уніфікація є базою агрегування, тобто створення виробів шляхом їхнього компонування з обмеженої кількості уніфікованих елементів і конструкційної наступності. Уніфікація доповнює стандартизацію – це свого роду конструкторська стандартизація.

Стандартизація обмежує число різновидів у конструкціях, розмірах, формах, різноманітних якісних характеристиках різних об'єктів. Без широкої стандартизації не можливий перехід до потокового і автоматизованого виробництва. Заводська стандартизація значно спрощує, здешевлює і прискорює технологічну підготовку і є важливою передумовою стандартизації технологічного оснащення.

У масштабах окремих підприємств або галузей проводяться додатково до стандартизації заходи з нормалізації виробів, які не охоплені стандартами. Нормалізація дозволяє широко застосовувати метод створення конструкції виробу з окремих деталей, вузлів, механізмів або агрегатів. При цьому трудомісткість виготовлення виробів скорочується у декілька разів.

Агрегування – це форма уніфікації, що полягає у створенні рядів уніфікованих вузлів і агрегатів, які використовують для створення різноманітних виробів. Агрегування дає змогу створювати збірно-розбірне устаткування, що складається з взаємозамінних нормалізованих елементів, за необхідності воно може

бути розібране, а агрегати, що входять у нього, використані в нових виробках для створення іншого устаткування. При цьому в десятки разів скорочується кількість типів і розмірів основних елементів конструкції устаткування.

Методами стандартизації і нормалізації здійснюється *уніфікація*, під якою розуміється встановлення конструктивної тотожності за формою і розмірами різних об'єктів, які випускаються різними підприємствами. Це дозволяє проводити повну взаємозаміну однакових вузлів, механізмів і деталей при виготовленні і експлуатації виробів.

У результаті стандартизації, нормалізації і конструктивної уніфікації підвищуються техніко-економічні показники діяльності підприємства: зростання продуктивності праці, зниження собівартості і трудомісткості продукції, скорочення тривалості виробничого циклу, зменшення обсягу незавершеного виробництва, покращення якісних параметрів виробу.

У практиці конструкторських робіт до виробничо-технологічних показників відносять: трудомісткість, матеріаломісткість та їх структури, коефіцієнт використання матеріалу, ступінь конструктивної уніфікації.

До економічних показників якості машин відносять: капіталовкладення у виробництво машин; собівартість її виготовлення, капіталовкладення підприємств – споживачів у машину, собівартість одиниці продукції або роботи, яка виконується машиною на підприємствах-споживачах.

У загальному випадку економічний ефект E_{ef} нової або вдосконаленої конструкції машини визначається на основі наведених витрат.

При плануванні конструкторської підготовки необхідно враховувати також ряд експлуатаційних показників машини, таких як продуктивність, використання енергії, надійність і довговічність, естетичні та ергономічні характеристики.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі розроблено насосний агрегат вільновихрового типу ВВН 450-95 для перекачування стічних рідин. При розробці насоса проведено літературний огляд і вибрано співвідношення геометричних параметрів РК ВВН типу «Туго», при яких ККД насоса досягав би найбільшого значення. Рекомендовані наступні співвідношення РК ВВН, які були використані при проектуванні проточної частини насоса ВВН 450-95:

- РК з нахиленими у плані лопатями в сторону, протилежну напрямку обертання;

- відносна ширина лопаті на виході колеса – $\bar{b}_2 = 0,2$;
- кількість лопатей – $Z = 10$;
- відносна товщина лопаті – $\bar{\delta} = 0,02$.

Вибір наведених геометричних параметрів РК дозволив збільшити ККД проектованого насоса на 4%, що дозволяє значно знизити витрати при експлуатації насоса, зокрема за рахунок зменшення витрат на електроенергію.

Крім того, в роботі наведено опис конструкції насоса, виконані гідравлічні розрахунки проточної частини.

Розраховані осьова і радіальна сили.

Виконані механічні розрахунки: вала на міцність і міцність шпонкового з'єднання, перевірена довговічність підшипників.

У розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектованого агрегата і розглянуто заходи щодо їх усунення.

У розділі економіки розглянуто організацію конструкторської підготовки виробництва.

Розроблено необхідні креслення насоса.

Складено презентацію.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. [Промышленное оборудование / Насосы и насосное оборудование / Прочее насосное оборудование](https://www.promobo.ru/nasosy_i_nasosnoe_oborudovanie/prochee_nasosnoe_oborudovanie/26918.html) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: / https://www.promobo.ru/nasosy_i_nasosnoe_oborudovanie/prochee_nasosnoe_oborudovanie/26918.html.
3. Патент України на винахід №15085А. Робоче колесо вільно-вихрового насосу/ В.Ф. Герман, М.І. Сотник, М.П. Бондаренко. –Заявл. 14.06.93 № 93005092; опубл. 30.06.97. Бюл. №3.
4. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
5. Электродвигатели АИР - технические характеристики [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://electronpo.ru/dvigatel_air355m.6.
6. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
7. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. - 5-е изд., перераб. – М.:Высш. шк., 1991. – 383 с.
8. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
9. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Ануриев; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
10. ГОСТ 12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

11. Гандзюк М.П., Желібо Є.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підруч. Для студ. вищих навч. закладів. За ред. М.П. Гандзюка. — К.: Каравела, 2004. — 408 с.

12. Організація технічної підготовки виробництва [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
https://lubbook.org/book_556_glava_6_Tema_6_Organ%D1%96za%D1%81%D1%96jat_ekhn.html.