

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

Розробка вільновихрового насоса типу СВН 40-20 для перекачування
стокових рідин в процесах водовідведення

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

Виконавець роботи Карпенко Ярослав Олександрович
прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Науковий керівник

К.т.н.
науковий ступінь, учене звання

Кондусь Владислав Юрійович
прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Суми 2022

ЗМІСТ

Технічне завдання	6
Реферат	
Вступ	6
1 Вибір конструктивної схеми насоса	9
2 Опис конструкції вибраного насоса	12
3 Розрахунок проточної частини насоса	15
4 Розрахунок гідродинамічних сил	20
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	20
4.2 Визначення радіальної сили	22
4.3 Врівноваження осьової сили	22
5 Розрахунок насоса на кавітацію	25
6 Розрахунок пускової моментної характеристики	28
7 Розрахунки на міцність	32
7.1 Розрахунок конструкції вала	32
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	35
7.2.1 Вибір типу ущільнення	35
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	36
7.3 Розрахунок вала	37
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	38
7.3.2 Наближений розрахунок вала	40
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала	41
7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	44
7.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом	44

					131.07BP.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Розробка вільновихрового насоса типу СВН 40-20 для транспортування продукції харчових підприємств Пояснювальна записка	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
Розроб.		Карпенко					4	81
Перевір.		Кондусь						
Реценз.								
Н. Контр.		Алексеевко				СумДУ, ГМ-81		
Затверд.								

7.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою	46
7.5 Вибір муфти крутного моменту	49
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	51
8. Розробка 3D-моделі робочого колеса	55
9. Технологічний розділ	63
10. Розділ з охорони праці	70
Список літератури	80

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Вступ

Вільновихрові насоси (ВВН) [1] є сучасним та перспективним типом лопатевих динамічних насосів, призначених для перекачування різного типу рідин, зокрема гідросумішей [2]. До таких рідин належать:

1. В'язкі рідини.

Оскільки, робочий процес будь-якого вільновихрового насоса заснований на використанні передавання гідравлічної енергії від потоку, який циркулює у вільній камері, можна стверджувати, що робота вільновихрового насоса є можливою на рідинах із динамічною в'язкістю понад 50 сПз.

2. Суспензії із високим вмістом твердих домішок.

Вільновихрові насоси здатні перекачувати різні суспензії із об'ємною концентрацією твердих домішок до 70% по масі без закупорювання та без зупинки їхньої роботи. Основний потік суспензії із твердими домішками проходить від вхідного патрубку через вільну камеру у напірний патрубок.

3. Рідини зі значним вмістом абразивних домішок.

Вільновихрові насоси здатні перекачувати багатофазні рідини зі значним вмістом сильноабразивних домішок із мінімальними затратами та із мінімальним зношенням проточної частини насоса (корпус та робоче колесо).

Оскільки робоче колесо розміщене у ніші корпусу насоса та перед робочим колесом розміщена вільна камера, це дозволяє значним чином зменшити знос робочого колеса (у 2-3 рази), порівняно із робочими колесами звичайних відцентрових насосів.

Оскільки переднє ущільнення робочого колеса відсутнє, це практично виключає подальше падіння напору упродовж експлуатації вільновихрового насоса, а робочі характеристики ВВН із часом практично не змінюються.

4. Рідини зі значним вмістом повітря (газу).

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вільновихрові насоси здатні забезпечувати високу надійність роботи під час перекачування газорідних сумішей із об'ємним вмістом повітря (газу) до 50%.

У вільновихровому насосі бульбашки газу (повітря) під час роботи насоса не перекривають вхід у вільновихрове робоче колесо, а наявність вихрової камери у корпусі ти достатньо широкі прохідні перерізи на вході у вільновихрове робоче колесо дозволяють уникнути виникненню небезпечних для роботи динамічного насоса кавітаційних явищ.

5. Рідини, які містять великі тверді частинки або волокнисті включення.

Оскільки у вільновихровому насосі наявна вихрова камера у корпусі, це дозволяє виконувати перекачування широкого спектру рідин із різними включеннями, розмір яких залежить від типорозміру конкретного вільновихрового насоса.

Великі тверді частинки проходять через вільновихровий насос практично без можливості закупорювання його протічної частини (робоче колесо та корпус). Волокнисті включення, які знаходяться у перекачуваних багатофазних суспензіях, під час роботи насоса не намотуються на лопаті робочого колеса та не закупорюють його прохідні канали, на відміну від відцентрових лопатевих насосів.

6. Рідини, які містять легкопошкоджувані або чутливі до дії сил зрізу домішки.

Здатність вільновихрових насосів до перекачування рідин, що містять легкопошкоджувані речовини, підтверджена численними результатами роботи значної кількості вільновихрових насосів у різних сферах промисловості. Також можна однозначно стверджувати про можливість передавання гідравлічної енергії кристалічним складовим у багатофазній суміші із незначним руйнуванням вказаних складових, тобто про здатність до перекачування рідин із чутливими до дії сил зрізу домішками.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Усі вільновихрові насоси відрізняються простою та зручною під час експлуатації конструкцією [3], високим рівнем їхньої надійності, довговічністю їхньої роботи на різного типу, виду та складу гідросумішах та відповідно обумовлюють високу економічну ефективність від їхнього запровадження під час транспортування різноманітних за своїми властивостями та розмірами твердих речовин та продуктів. Усе це стає можливим завдяки наявності у вільновихрових насосах широкого прохідного тракту, який є вільним від різних деталей, що обертаються, при цьому забезпечується достатньо малий рівень забруднення цих насосів та значно зменшується ймовірність пошкодження перекачуваних насосом продуктів.

За своїми конструктивними ознаками вільновихрові насоси порівняно із відцентровими лопатевими насосами мають такі переваги:

- менший рівень металоємності, полегшене складання та краща здатність для уніфікації насосів завдяки більш простій формі проточної частини (робоче колесо та корпус) насоса;
- зменшення проблем під час експлуатації вільновихрового насоса унаслідок відсутності передніх ущільнень робочих коліс насоса;
- здатність до перекачування рідин із домішками без їхнього ушкодження, що забезпечується наявністю вихрової камери у корпусі насоса;
- менший рівень зношування проточної частини насоса під час перекачування рідин, які містять абразивні тверді домішки, завдяки проходженню більшої частини перекачуваної рідини без фактичного контакту її із вихровим робочим колесом;
- відсутність закупорювання вільновихрового насоса та забезпечення його безперебійної роботи упродовж усього терміну служби насоса;
- швидкий та недорогий ремонт основних зношуваних елементів насоса власними силами споживача;

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- достатньо високий рівень висоти усмоктування вільновихрового (до 8 м);
- високий рівень надійності роботи під час перекачуванні сумішей типу «рідина-газ» із об'ємним вмістом газу до 50%;
- здатність до функціонування в умовах кавітації.

Основний та достатньо вагомий недолік вільновихрових насосів це низький рівень їхньої економічності – близько 35-58%, що становить близько 66% від максимального відповідного рівня у відцентрових лопатевих насосів.

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1 Вибір конструктивної схеми насоса

Від часу появи першого вільновихрового насоса [4], було створено цілу гаму конструктивних схем та типорозмірів насосів цього типу, зі своїми відповідними перевагами та недоліками.

Головною причиною широкого спектру різноманітних конструктивних схем є широкий спектр параметрів перекачуваних насосами гідросумішей, які й формують вимоги до конкретного насоса з огляду на гранулометричний склад гідросуміші, її в'язкість, густину та наявність або ж відсутність твердих абразивних частинок або ж довгих волокнистих включень.

На сьогодні найбільш застосовуваними є три конструктивні схеми вільновихрових насосів: Wemco, Turo, Seka.

Перший насос вільновихрового типу конструктивного виконання Вемко («Wemco») було розроблено фірмою «Western Machinery Co» у 1954 році у Сполучених штатах Америки. Внаслідок низького рівня коефіцієнту корисної дії (на рівні 30-40%) насоси цієї конструктивної схеми не змогли отримати на практиці широкого застосування. Проте у США й досі спостерігається використання цих насосів у широкому спектрі різноманітного застосування. Вони досить часто є застосовуваними в асенізації, на різного типу та призначення каналізаційних насосних станціях, на побутових та промислових очисних спорудах, у галузі виробництва сільської продукції, у харчовій промисловості тощо.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

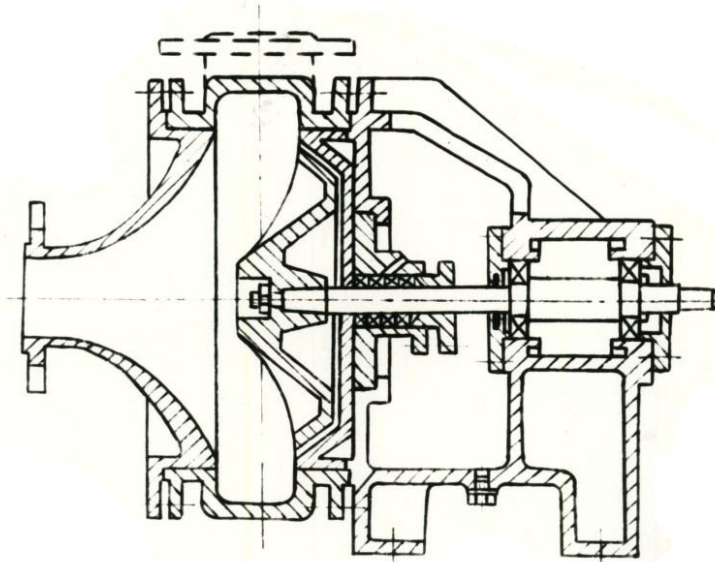


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу «Wemco»

Вільновихровий насос типу Wemco (рис.1.1) містить у своєму складі корпус з осьовим підвідним та із тангенціальним напірним патрубками, а також із вільною вихровою камерою, розміщеною між передньою стінкою корпусу та робочим колесом, утопленим у ніші корпусу вільновихрового насоса. Робоче колесо такого насоса спроектоване за зразком типового робочого колеса гідравлічної муфти. Проте такі насоси завдяки своїй конструкції здатні забезпечувати досить високу надійність та безперебійність роботи під час гідротранспорту гідросумішей, що містять у своєму складі матеріали великої крупності (величини).

Наступним етапом у розвитку вільновихрових насосів стала конструктивна схема «Turo», запропонована фірмою Egger (Швейцарія). Типовою відмінністю цієї насосів цієї конструктивної схеми стала конструкція робочого вихрового колеса (рис. 1.2), яке мало прямі радіальні лопаті, встановлені на несучому диску. Такі робочі колеса могли мати як відкриті, так і закриті на периферії лопаті за допомогою бандажу. Ця нова конструктивна схема вільновихрового насоса дала можливість підвищити напір насоса та його ефективність (коефіцієнт корисної дії) за рахунок підвищення енергетичного обміну між робочим колесом насоса та потоком перекачуваної

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

11

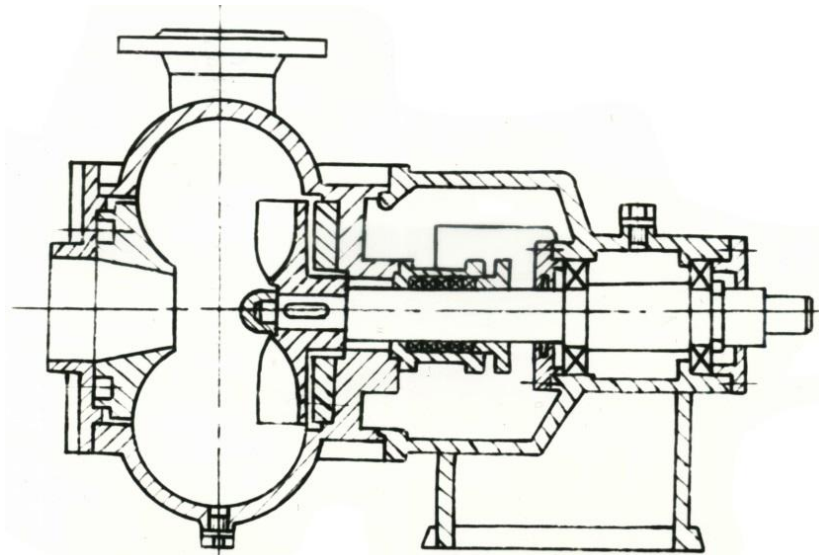


Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу “Seka”

Крім наведених вище конструктивних схем, які є найбільш поширеними, існують також велика кількість різноманітних їхніх комбінацій.

Оскільки найбільш поширеною серед виробників та такою, що є найдоцільнішою з точки зору експлуатаційних вимог, є конструктивна схема вільновихрового насоса типу «Туго», приймаємо її як базову для проведення подальшої розробки насоса згідно із заданими параметрами.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

13

2 Опис конструкції вибраного насоса

Вільновихрові насоси володіють однією унікальною особливістю - вони мають перед робочим колесом велику вільну камеру.

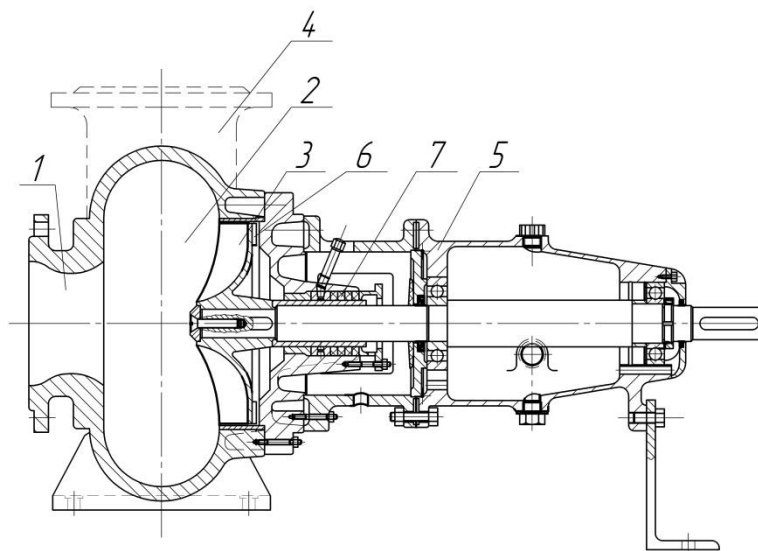


Рисунок 2.1 –Вільновихровий насос типу “Turo”

Принцип роботи насоса полягає в наступному. Рідина зі всмоктуючого патрубка 1 (рис. 2.1) надходить у вільну камеру 2 і робочого колеса (РК) 3 і під дією відцентрової сили відкидається до його периферії. Частина рідини, яка виходить з РК, надходить в відвід, а інша частина, втрачаючи енергію, повертається до входу в колесо. У вільній камері насоса відбувається вихровий обмін між вихідним потоком з РК і потоком, що надходить зі всмоктуючого патрубка. При змішуванні цих двох потоків рідина у вільній камері закручується в напрямку руху колеса і відкидається в напірний патрубок 4.

Таким чином, робоче колесо вільновихрового насоса контактує не з усім транспортованим продуктом [5], а лише з його частиною, наприклад, як у насоса СВН типу «Turo» (рис. 2.1). Саме ця особливість робочого процесу СВН привертає увагу фахівців, що займаються проблемами максимального збереження транспортованих матеріалів і продуктів.

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

Насоси цього типу мають високу надійність роботи при перекачуванні газоподібних сумішей з вмістом газу до 50 %, великих включень розміром до 0,8 ширини вільної камери, висота всмоктування їх досягає 8 м, а також СВН мало чутливі до кавітації. Конструкція їх простіша і дешевша, може працювати на суміші рідини і газу, а також подача цих насосів менше залежить від протитиску мережі.

Конструкція СВН з особливою проточною частиною є найбільш ефективною в порівнянні з іншими типами насосів при перекачуванні рідин з різними домішками.

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

3 Розрахунок проточної частини насоса

Вихідні дані до виконання дипломного проєкту (табл. 3.1):

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до проєкту

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	40	м ³ /ГОД
Напір (H)	20	м
Густина рідини (ρ)	1300	кг/м ³
Частота обертання (n)	3000	об/хв

Під час попередніх досліджень встановлено, що на напір і ККД СВН істотно впливають співвідношення геометричних параметрів проточної частини.

На підставі попередньо проведених дослідів, а також досліджень [1; 4; 5; 7; 19; 32; 63] встановлені такі оптимальні співвідношення для геометричних розмірів насоса, які рекомендуються під час проєктування проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 3.1).

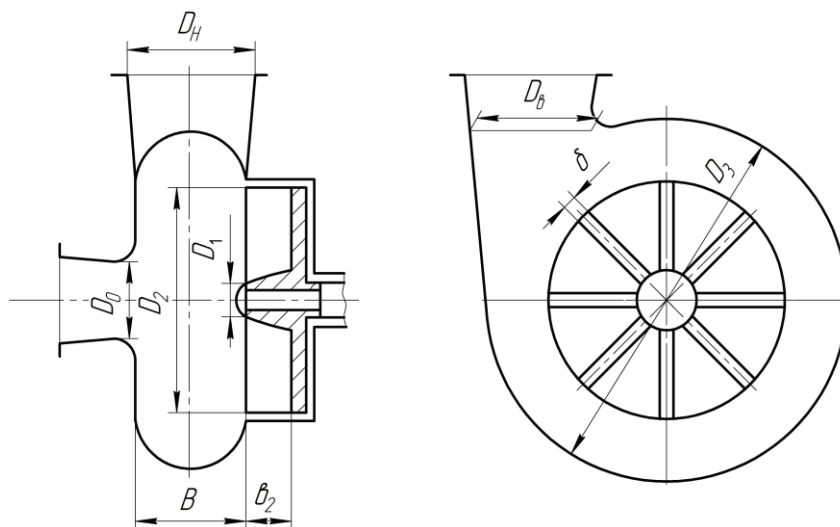


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу "Turo"

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

17

Для робочого колеса:

- РК з прямими радіальними лопатками ($\beta_{2,l} = \beta_{2,y} = 90^\circ$) як найбільш технологічне при виготовленні;
- відносне значення діаметра входу РК $\bar{D}_1 = 0,15 - 0,25$ (зазвичай приймають $\bar{D}_1 = 0,2$);
- відносна ширина лопатки колеса на виході $\bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17$;
- число лопатей $Z = 10$;
- відносна товщина лопаті $\bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$ (зазвичай приймають з урахуванням абразивності перекачуваного середовища і технологічних можливостей).

При проектуванні СВН типу "Turo" найбільш технологічною і оптимальною для напору і ККД є кільцева форма відводу з округленим меридіанним профілем.

Для кільцевого відводу:

- відносний радіус розташування язика $\bar{R}_{яз} = 1,3 - 1,4 = 1,35$;
- ширина вільної камери B визначається в залежності від коефіцієнта швидкохідності n_s за графіком (рис. 3.2);
- діаметр кільцевого відводу $D_3 = D_2 + B$;
- діаметр виходу на рівні язика відводу $D_B = B$;
- циліндричний або конфузорной всмоктующий патрубок з діаметром

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot Q / (\pi \cdot V_0)} \quad (3.1)$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де

$$V_0 = K_{V0} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.2)$$

при коефіцієнті вхідної швидкості:

$$K_{V0} = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3} \quad (3.3)$$

(Менше значення приймається для більш в'язких рідин з великим вмістом твердих включень).

За розрахунками повинна виконуватися умова $D_0 \geq B$.

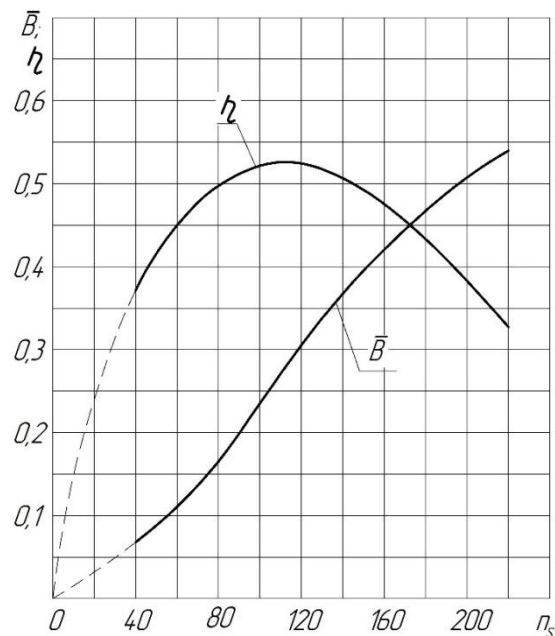


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

Методика розрахунку вільновихрових насосів:

Методика розрахунку рекомендована при проектуванні СВН типу «Туро» і може бути використана в діапазоні коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60-140$.

Розрахунок вільновихрових насосів полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини на задані параметри насоса.

Порядок розрахунку насоса:

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.4)$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{3000 \sqrt{40/3600}}{20^{3/4}} = 122$$

2 За графіком (рис. 3.2) визначають ККД і відносну ширину вільної камери:

$$\eta = f(n_s) = 52\%, \quad \bar{B} = f(n_s) = 0,31.$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів

$$\text{РК: } \bar{D}_1 = 0,2, \quad \bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17, \quad Z = 10, \quad \bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02.$$

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \sqrt{H} \quad (3.5)$$

де

$$A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

$\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД насоса (для малих і середніх насосів можна прийняти

$\eta_{\text{мех}} = (0,95 - 0,97)$;

$K = 7,023 \cdot 10^{-3}$ - постійний коефіцієнт;

η - ККД насоса, визначається в залежності від n_s ;

F_1 - функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або графічною залежністю (рис. 3.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК $\bar{D}_1 = 0,2$, $F_1 = 1,91 \cdot 10^{-2}$;

F_2 - функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення $\bar{V}/\bar{b}_2 = 0,31/0,17 = 1,82$ (рис. 3.4), $F_2 = 2,08$;

n - частота обертання РК, об / хв.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

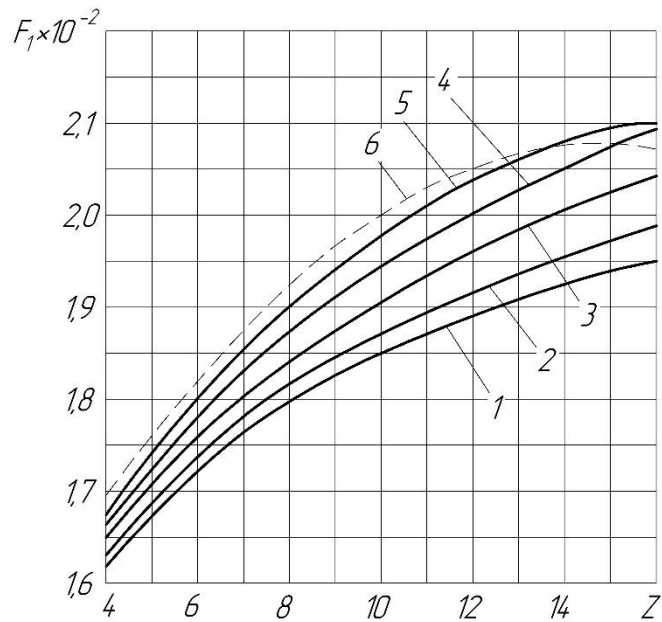


Рисунок 3.3 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при

$\bar{D}_1 = 0,2$: 1 – $\bar{\delta} = 0,005$; 2 – $\bar{\delta} = 0,01$; 3 – $\bar{\delta} = 0,02$; 4 – $\bar{\delta} = 0,03$;

5 – $\bar{\delta} = 0,04$; 6 – $\bar{\delta} = 0,05$

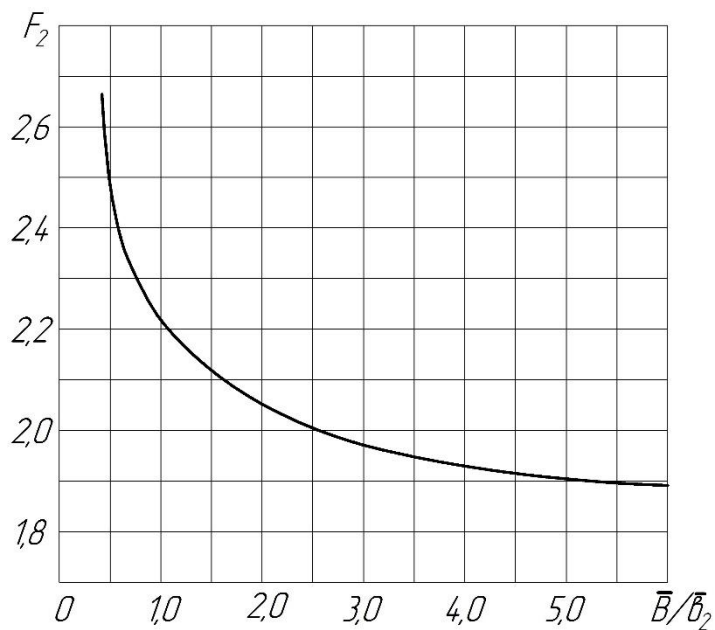


Рисунок 2.4 – Залежність функції F_2 від співвідношення \bar{V}/b_2

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$A = \left[\frac{0,96}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,52 \cdot 1,91 \cdot 10^{-2} \cdot 2,08} \right]^{1/2} = 112,42 ;$$

$$D_2 = \frac{112,42}{3000} \sqrt{20} = 0,168 \text{ мм}$$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2 = 0,2 \cdot 0,168 = 0,034 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2 = 0,17 \cdot 0,168 = 0,029 \text{ мм};$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2 = 0,02 \cdot 0,168 = 0,0033 \text{ мм}.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = \bar{B} \cdot D_2 = 0,31 \cdot 0,168 = 0,052 \text{ мм}.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B = 0,168 + 0,052 = 0,22 \text{ мм}$$

$$D_B = B = 0,052 \text{ мм}$$

$$D_{\text{яз}} = \bar{D}_{\text{яз}} \cdot D_2 = 1,3 \cdot 0,168 = 0,218$$

8 Розраховують діаметр входу в насос D_0 по (3.1) і перевіряють умову

$$D_0 \geq D_e = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3} = (0,2 - 0,25) \cdot (122 / 100)^{2/3} = 0,228 - 0,285$$

Приймаємо $K_{V_0} = 0,25$.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкість у вхідному патрубку:

$$V_0 = 0,25 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20} = 4,95 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу:

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{40}{3600} / (3,14 \cdot 4,95)} = 0,053,$$

Приймаємо $D_0 = 55 \text{ мм.}$

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \quad (3.7)$$

$$N = \frac{1300 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{40}{3600}\right) \cdot 20}{0,52} = 5450 \text{ Вт} = 5,45 \text{ кВт}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу κ визначають як:

$$N_{\text{дв}} = \kappa \cdot N; \quad (3.8)$$

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \cdot 5,45 = 6,54 \text{ кВт}$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт запасу κ вибирають залежно від потужності:

до 2 кВт	$\kappa = 1,5;$
від 2 до 5 кВт	$\kappa = 1,25 - 1,5;$
від 5 до 50 кВт	$\kappa = 1,15 - 1,25;$
від 50 до 100 кВт	$\kappa = 1,08 - 1,15;$
від 100 кВт і більше	$\kappa = 1,05.$

Обирається електродвигун асинхронний серії 4А (ГОСТ 19523-81) 4А12М2У3 з синхронною частотою обертання 3000 об/хв, ковзанням $S=2,6\%$.
Потужність ЕД 7,5 кВт.

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot \frac{48960}{[\tau_{кр}]}} \quad (3.9)$$

де $[\tau_{кр}]$ - допустиме напруження кручення, Па.

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{7,5 \cdot 48960}{3000 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,014 \text{ м.}$$

Отриману розрахункову величину d_v округлюють до найближчого нормалізованого діаметра в бік збільшення.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній механічний ККД враховує втрати на дискове тертя.

Під дисковими втратами маються на увазі втрати енергії на тертя робочої рідини по зовнішнім поверхням робочого колеса. Ці втрати залежать від перебігу рідини в зазорах між обертовими дисками і стінками корпуса. Схема ступеня насоса наведена на рисунку 2.5.

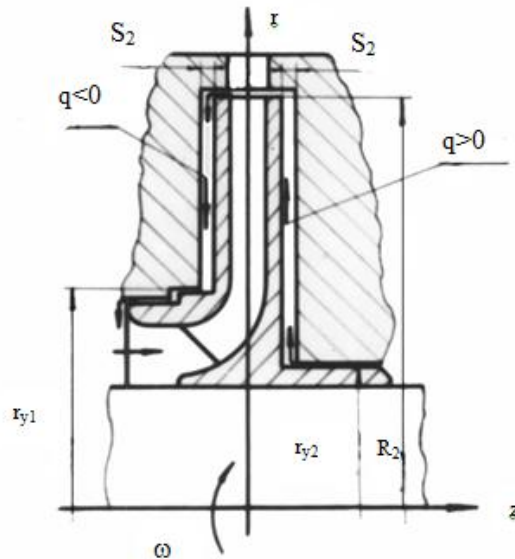


Рисунок 2.5 – Схема ступеня насоса

Момент тертя одного боку диска про рідину в замкнутому просторі може бути представлений у вигляді:

$$M = C_f \rho g R_2^5 \omega^2, \quad (3.10)$$

де C_f – сумарний коефіцієнт тертя, що визначається за формулою:

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f, \quad (3.11)$$

де C_{f0} – коефіцієнт тертя;

ΔC_f – поправка, що враховує перетік у пазусі, знаходиться за наступною формулою:

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\left(\frac{S}{R_2}\right)^{0,5}}{Ga^{0,05} K^{0,4}}, \quad (3.12)$$

де Ga – критерій Галілея, що розраховується за формулою:

$$Ga = \frac{gR_2^2}{\nu^2} \quad (3.13)$$

$$Ga = \frac{9,81 \cdot 0,084^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 6,88 \cdot 10^4$$

K – коефіцієнт, що враховує відношення колової швидкості периферії диску до середньої радіальної швидкості руху рідини в зазорі. Він знаходиться за формулою:

$$K = 2\pi R_2 S \frac{\omega}{q}, \quad (3.14)$$

де S – ширина пазухи, що обчислюється, виходячи із наступної залежності:

$$\left(\frac{S}{R_2}\right)_{\text{опт}} = \frac{2,963}{Re^{0,34}}, \quad (3.15)$$

Тут:

$$Re = \frac{\omega \pi r_2^2}{\nu} \quad (3.16)$$

$$Re = \frac{314 \cdot 3,14 \cdot 0,084^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 6,92 \cdot 10^6$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді:

$$S_{\text{опт}} = \frac{2,963 \cdot 0,084}{(6,92 \cdot 10^6)^{0,34}} = 0,00118 \text{ м}$$

Таким чином із конструктивних міркувань приймаємо ширину пазухи рівною $S = 4 \text{ мм}$.

Отже:

$$K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,084 \cdot 0,004 \cdot \frac{314}{0,00118} = 561$$

Поправка, що враховує перетік у пазусі рівна:

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(0,004/0,084)^{0,5}}{(6,88 \cdot 10^4)^{0,05} \cdot 561^{0,4}} = 3,23 \cdot 10^{-4}$$

Коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

$$C_{f0} = 0,04 \left(\frac{S}{R_2} \right)^{-1/6} Re^{-1/4} \quad (3.17)$$

$$C_{f0} = 0,04 \cdot \left(\frac{0,004}{0,084} \right)^{-1/6} \cdot (6,92 \cdot 10^6)^{-1/4} = 0,001295$$

Отже, сумарний коефіцієнт тертя рівний:

$$C_f = 0,001295 + 0,000323 = 0,001618$$

Втрати потужності на дискове тертя визначається за формулою:

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$N_{\text{дт}} = 0,0196 C_f \rho g R_2^5 \omega^3 \quad (3.18)$$

$$N_{\text{дт}} = 0,0196 \cdot 0,001618 \cdot 1300 \cdot 9,81 \cdot 0,084^5 \cdot 314^3 = 52 \text{ Вт}$$

Внутрішній механічний ККД рівний:

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{\rho g Q_{\text{РК}} H_{\text{Т}}}{\rho g Q_{\text{РК}} H_{\text{Т}} + N_{\text{дт}}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{1300 \cdot 9,81 \cdot 0,0111 \cdot 22,22}{1300 \cdot 9,81 \cdot 0,0111 \cdot 22,22 + 52} = 0,98 \text{ або } 98\%$$

Гідравлічний ККД у вільновихрового насоса складає приблизно 0,9 (встановлено дослідним шляхом).

Таким чином, теоретичний напір, що створюється робочим колесом вільновихрового насоса становить:

$$H_{\text{Т}} = \frac{H}{\eta_{\text{Г}}}, \text{ м}$$

$$H_{\text{Т}} = \frac{20}{0,9} = 22,22 \text{ м.}$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок гідродинамічних сил

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 0,084$ м; радіус входу в робоче колесо $R_1 = 0,020$ м; радіус втулки $R_{вт} = 0,017$ м.

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}, \quad (4.1)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$. Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі $t = 0^\circ\text{C}$, який становить $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,084^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 0,57 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні $0,4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^6$. Тому для розрахунку коефіцієнтів β та φ_r використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,57 \cdot 10^6} = 1,04$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,57 \cdot 10^6} = 0,791$$

									Арк.
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та [7] відносний радіус втулки $\overline{R}_{\text{вТ}}$.

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою, с^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.2)$$

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

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{R_{\text{вТ}}}{R_2}, \quad (4.3)$$

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{0,017}{0,084} = 0,202.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi r g H [\beta (R_2^2 - R_{\text{вТ}}^2) - \varphi_r (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \overline{R}_{\text{вТ}}^2)^2, \quad (4.4)$$

де $k = 0,486$

тоді

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1300 \cdot 9,81 \cdot 20 \times \\ &\times [1,04 \cdot (0,084^2 - 0,017^2) - 0,791 \cdot (0,084^2 - 0,02^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1300 \cdot 0,084^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,202^2)^2 = 547 \text{ Н}. \end{aligned}$$

						Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ	

4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{opt}} \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \text{ Н} \quad (4.5)$$

де $K_R \approx 0,2$ – експериментальний коефіцієнт;

Δ - товщина диска робочого колеса, м.

У насосах з кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею $Q = Q_{opt}$. У цьому випадку максимальна радіальна сила буде визначатися :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta),$$

$$R = 0,2 \cdot 1300 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 0,168 \cdot (0,029 + 0,008) = 317 \text{ Н.}$$

4.3 Врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є важливою умовою роботи здатності насоса. Якщо не виконувати розвантаження осьової сили, то зусилля, що діє на підшипники буде призводити до їх передчасного виходу зі строю.

Розвантаження осьового зусилля в проєктованому насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рисунок 4.3) [8]. Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

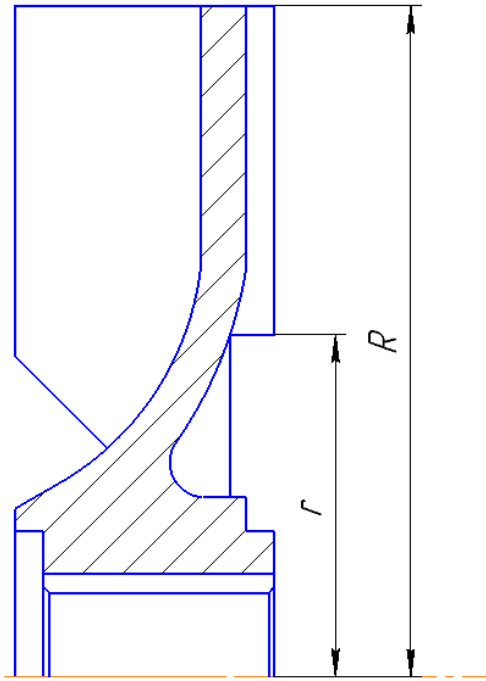


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дисковий тертя, яка може бути визначена з виразу:

$$N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5\left[1 - (r/R)^5\right]$$

(4.6)

де $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$;

$\varphi = 0,9$;

R, r - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси імпелерних лопаток.

Осьове зусилля, що врівноважується за допомогою імпелера, може бути визначено з виразу:

$$T_u = \frac{3}{8}\rho g\pi(R^2 - r^2)\frac{U_R^2 - U_r^2}{2g} \quad (4.7)$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для $R = 0,084$ м, $r = 0,0375$ м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1300 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,084^2 - 0,0375^2) \frac{26,4^2 - 11,8^2}{2 \cdot 9,81} = 614 \text{ Н}$$

Таким чином, залишкове осьове зусилля, яке створюється на розрахунковому режимі, становить:

$$T = A - T_u = 547 - 614 = -67 \text{ Н};$$

Мінус показує, що напрямок залишкового осьового зусилля у бік підшипників.

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1300 \cdot 314^3 \cdot 0,084^5 \cdot \left[1 - \left(0,0375 / 0,084 \right)^5 \right] = 48,2 \text{ Вт}$$

Додаткові втрати потужності призводять до збільшення втрат на дискове тертя, і, як наслідок, зниження внутрішнього механічного ККД.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності [9]:

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}, \quad (5.1)$$

де Δh - критичний кавітаційний запас для першого кавітаційного режиму, м.

Установлено, що вільновихрові насоси малочутливі до кавітації . Тому їх можна віднести до насосів з підвищеними кавітаційними властивостями $c = 1300 - 3000$.

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності $c = 1500$.

Для визначення мінімального кавітаційного запасу С.С. Руднєв запропонував формулу :

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (5.2)$$

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{3000 \cdot \sqrt{40/3600}}{1500} \right)^{\frac{4}{3}} = 2,11 \text{ м.}$$

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

6 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (6.3)$$

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (6.4)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{6540}{314} = 20,83 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 20,83 = 4,37 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (6.5)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{max} = N_{дв} \quad (6.6)$$

$$N_{дв} = 7,5 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{max} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{314} = 23,89 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}, \quad (6.7)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 300 = 900 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{max}, \quad (6.8)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 23,89 = 0,717 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k = \frac{M_{max}}{n^2}, \quad (6.9)$$

$$k = \frac{23,89}{3000^2} = 2,654 \cdot 10^{-6}$$

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

$$M = kn^2. \quad (6.10)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.3.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.3 будують залежність $M = f(n)$
- точки $A(n_0; M_0)$ та $B(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	0,664	2,654	5,972	10,62	16,59	23,89

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

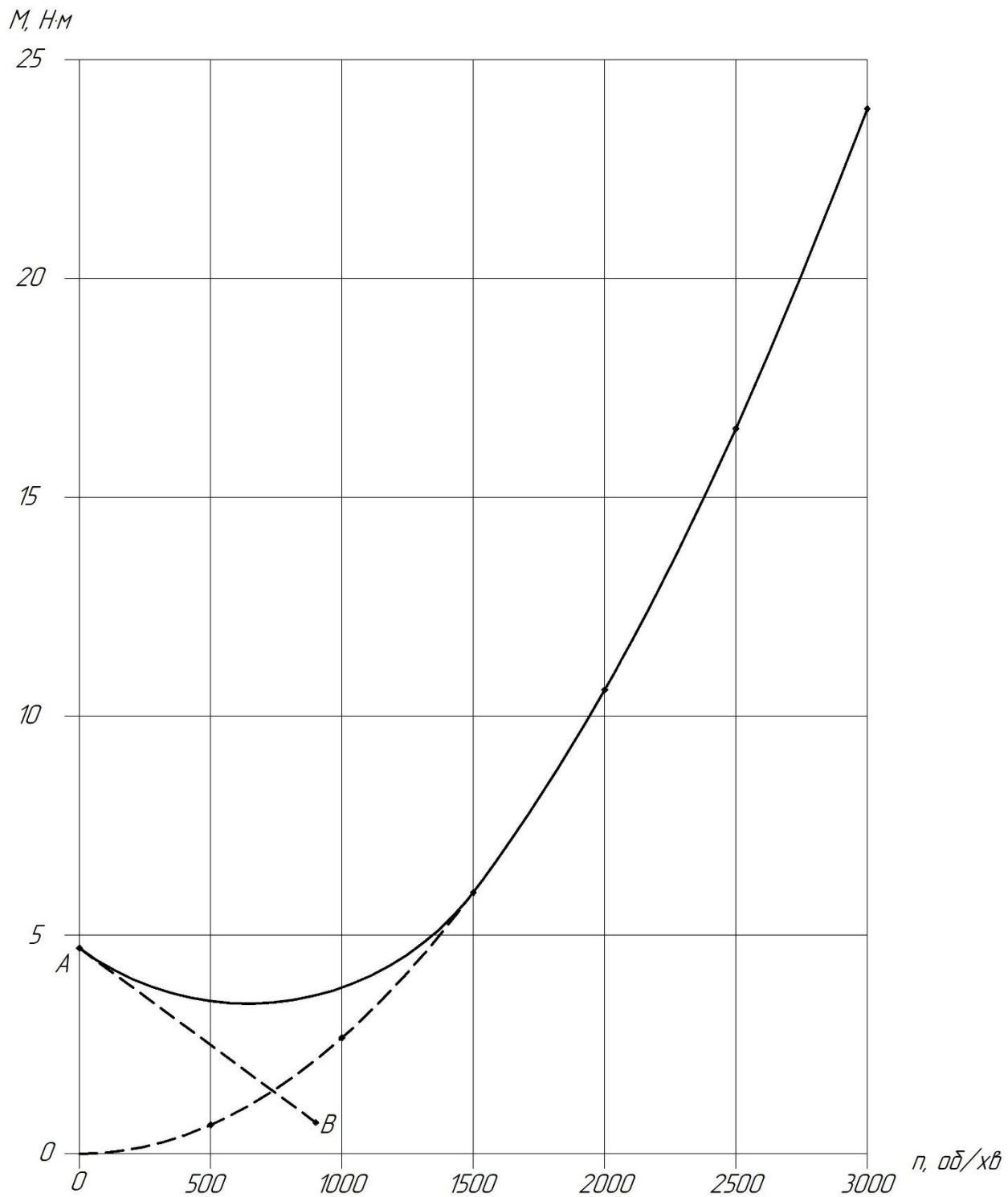


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

39

7 Розрахунки на міцність

7.1 Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 7.1 показані основні геометричні розміри валу [12].

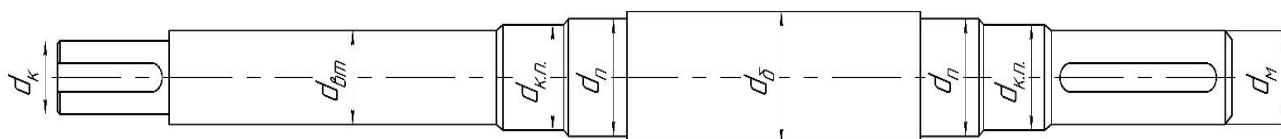


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.1)$$

де M_{\max} – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

$[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$ – дотичне напруження при крученні, Па.

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Па.

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна визначається за формулою, Н · м:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega}, \quad (7.2)$$

де $N_{\max} = N_{дв}$ – максимальна потужність електродвигуна.

									Арк.
									40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.07BP.000.00 ПЗ

$$M_{max} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{314} = 23,89 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23,89}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,023 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,025 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв}, \quad (7.3)$$
$$d_m = 1,2 \cdot 0,025 = 0,030 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_m = 30 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,03 + 0,01 = 0,04 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{вт} = 0,040 \text{ м.}$

Діаметр валу під манжет, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = d_m + (0,005 \div 0,01), \quad (7.4)$$
$$d_{к.п.} = 0,030 + 0,01 = 0,040 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{к.п.} = 40 \text{ мм.}$

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\Pi} = d_{\text{к.п.}} + 2 \cdot t, \quad (7.5)$$

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_{\Pi} = 0,040 + 2 \cdot 0,003 = 0,046 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр підшипник $d_{\Pi} = 45$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{\text{б}} = d_{\Pi} + 3 \cdot r, \quad (7.6)$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 7.1.

Таблиця 7.1 – Визначення координати фаски підшипника

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

Як видно з таблиці 7.1 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить $r = 3$ мм.

$$d_{\text{б}} = 0,045 + 3 \cdot 0,003 = 0,054 \text{ м.}$$

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

7.2.1 Вибір типу ущільнення

Зазвичай в насосах типу СВН застосовують ущільнення сальникового типу як показано на рисунку 7.2.

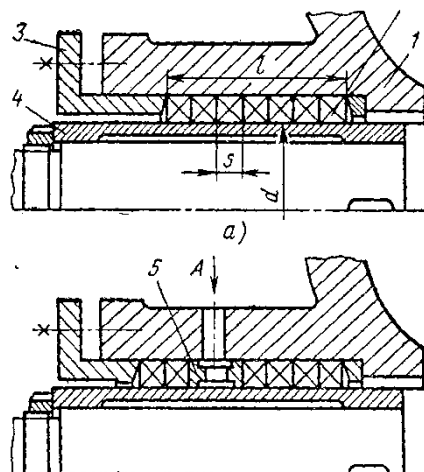


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

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

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

43

7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (7.7)$$

де d – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{40} = 6,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 6$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (7.8)$$

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

Приймаємо $i = 4$ шт.

$$L = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (7.9)$$

де $r = \frac{d_{\text{вт}}}{2} + 0,7$ - радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

$L = 24$ см;

$S = 0,63$ см;

$p_0 = 1,02 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$

Таким чином:

$$r = \frac{4}{2} + 0,7 = 2,7 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,7^2 \cdot 0,6 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{24}{0,63}} - 1 \right) = 130 \text{ Вт}$$

7.3 Розрахунок валу

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

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 7.3), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2, \quad (7.10)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (7.11)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{317 \cdot (205 + 145)}{145} = 765 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1l_1 - R_3l_2. \quad (7.12)$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

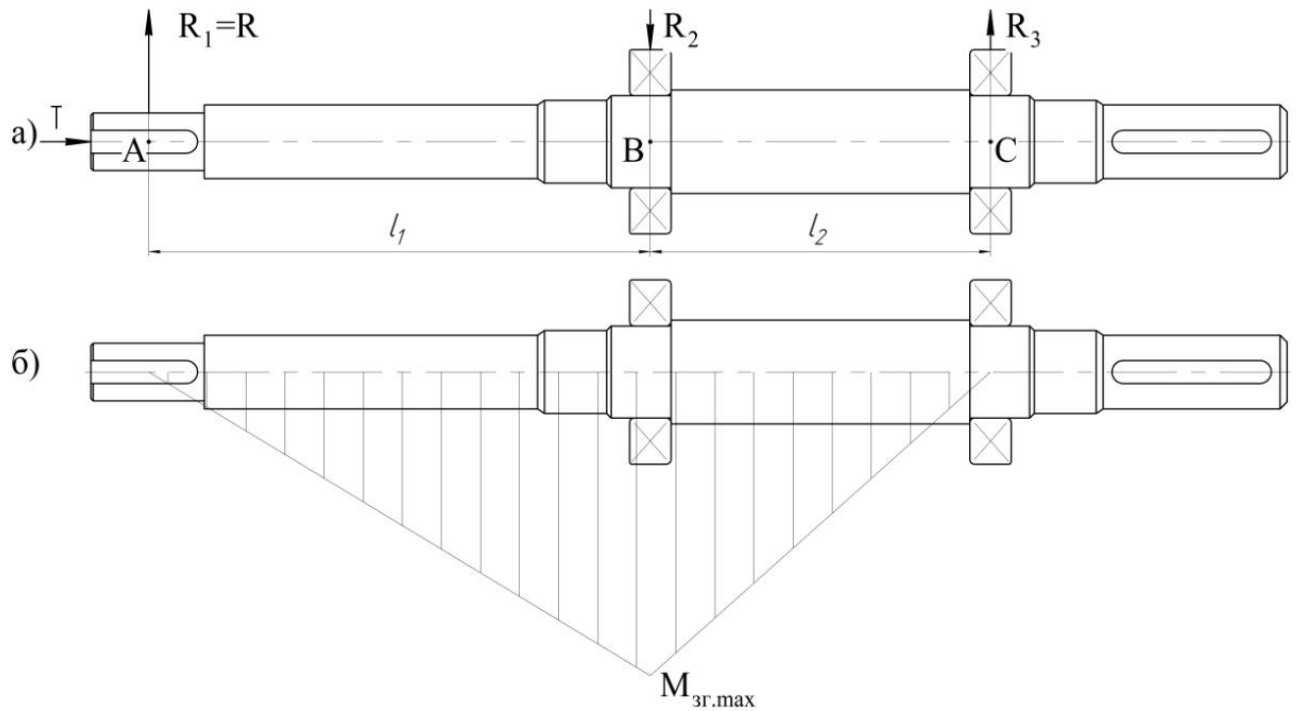


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}. \quad (7.13)$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{317 \cdot 205}{145} = 448 \text{ Н}$$

7.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

										Арк.
										47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ					

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75M_{мах}^2}, \quad (7.14)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 5.3:

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1. \quad (7.15)$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 317 \cdot 0,205 = 65 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{65^2 + 0,75 \cdot 23,89^2} = 68,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (7.16)$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{68,2}{0,1 \cdot 40}} = 25,7 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{п} = 30 \text{ мм}$. При конструюванні був обраний діаметр

									Арк.
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

підшипника 45 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 30 мм.

7.3.3 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (7.17)$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

S_σ , S_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями.

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (7.18)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (7.19)$$

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

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$K_\sigma = 2,2, K_\tau = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

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

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

Межі витривалості вала знаходяться за формулами (7.20) та (7.21):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа} \quad (7.20)$$

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

Звідси:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа} \\ \tau_{-1} &= 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \end{aligned} \quad (7.21)$$

Тому:

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

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{II}^3}, \text{ МПа} \quad (7.22)$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{65}{0,1 \cdot 0,045^3} = 7,13 \text{ МПа}$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \quad (7.23)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 23,89}{3,14 \cdot 0,045^2} = 0,15 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (7.24)$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{65}{0,2 \cdot 0,045^3} = 1,8 \text{ МПа}$$

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

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,77$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 7,13 + 0,275 \cdot 0,15} = 6,85$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 1,8 + 0,1 \cdot 1,8} = 19,47$$

$$S = \frac{6,85 \cdot 19,47}{\sqrt{6,85^2 + 19,7^2}} = 6,39 > 2,5$$

Отже, умова перевірконого розрахунку вала виконується.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом

Для надійного з'єднання матеріал шпонки обирають міцніший за матеріал валу. Матеріал валу обираємо Сталь 40Х; матеріал шпонки обираємо Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 25 мм за [3, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 8$ мм - ширина шпонки;

$h = 7$ мм - висота шпонки;

$l = 36$ мм - довжина шпонки.

Для розрахунку шпонкового з'єднання валу з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (7.25)$$

де $d = d_k$ – діаметр валу, мм;

M_{\max} – максимальний крутний момент, Н · м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм.

Робоча довжина шпонки визначається за формулою, мм:

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$l_p = l - b, \quad (7.26)$$

$$l_p = 36 - 8 = 28 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 23,89}{25 \cdot 28 \cdot (7 - 4)} \cdot 10^3 = 22,8 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (7.27)$$

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

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

Розраховане напруження на зминання не перевищує допустимі напруження на зминання $\sigma_{зм} = 22,8 < [\sigma]_{зм} = 192,08$, тому умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (7.28)$$

де d, l, b – підставляємо в мм;

M_{\max} – підставляємо у Н · м

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 23,89}{25 \cdot 36 \cdot 8} \cdot 10^3 = 6,64 \text{ МПа.}$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 6,64 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}.$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

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

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 30 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 10$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 36$ мм - довжина шпонки

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

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де $t_1 = 5$ мм – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{max} – підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 36 - 10 = 26 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 23,89}{0,030 \cdot 0,026 \cdot (0,008 - 0,005)} = 20,4 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}$$

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 20,4 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 23,89}{0,03 \cdot 0,036 \cdot 0,01} = 4,42 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 4,42 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

7.5 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП, див. рисунок 7.5.1).

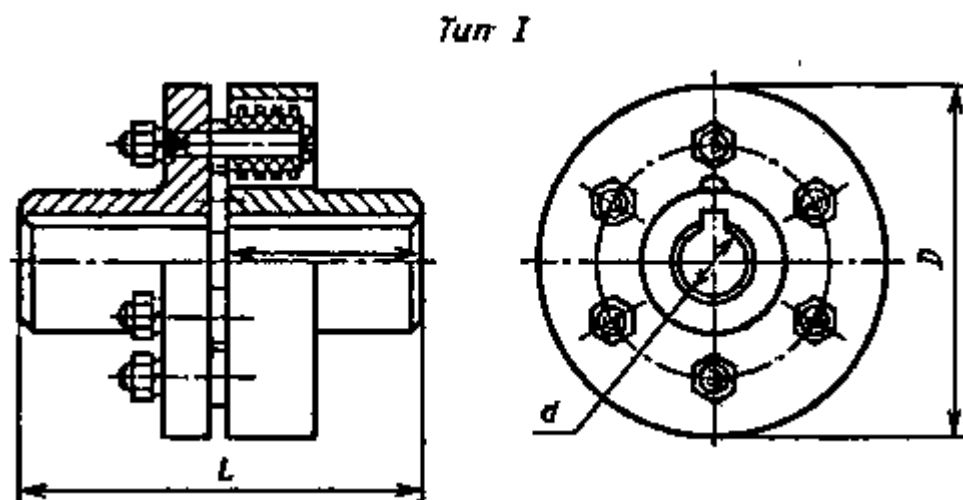


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (30 мм), максимального крутного моменту 23,89 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 250-35-1 У3 ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 120 \text{ мм};$$

$$d = 30 \text{ мм};$$

$$L \leq 145 \text{ мм}.$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

57

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_{\Pi} = \frac{2M_{max}}{D \cdot z}, \quad (7.29)$$

де $D = 120$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 23,89}{0,12 \cdot 6} = 66,4 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq [p], \quad (7.30)$$

де $d_{\Pi} = 12$ мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 20$ мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$ МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{66,4}{0,012 \cdot 0,02} = 0,277 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{\Pi}(0,5l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\Pi}^3} \leq [\sigma], \quad (7.31)$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

$[\sigma] = 65$ МПа – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 66,4 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 5,87 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників [10], їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії.

Позначення –36209, ГОСТ 831-75

$$C = 39,7 \text{ кН}$$

$$C_0 = 24,5 \text{ кН}$$

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (7.32)$$

де $F_r = R_2$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

$$P = (0,45 \cdot 765 + 1,81 \cdot 547) \cdot 1 \cdot 1 = 1334 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} \quad (7.33)$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{39700}{1334}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 146\,430 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 146\,430 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

Для менш навантаженої опори обираю – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії.

Позначення –209 , ГОСТ 831-75

$$C = 33,8 \text{ кН}$$

$$C_0 = 18,1 \text{ кН}$$

Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

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

де $F_r = R_3$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = (0,56 \cdot 448 + 2,3 \cdot 547) \cdot 1 \cdot 1 = 1509 \text{ Н.}$$

									Арк.
									61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.07BP.000.00 ПЗ

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{33800}{1509}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 63\,563 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 63\,563 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 Розробка 3D-моделі робочого колеса

Окремим розділом випускної роботи бакалавра є розробка тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса. 3D-модель виконана з урахуванням конструктивних особливостей робочого колеса, що розроблене у процесі конструювання вільновихрового насоса СВН 40/20.

Основні геометричні розміри робочого колеса насоса СВН 40/20 наведені на рис. 9.1.

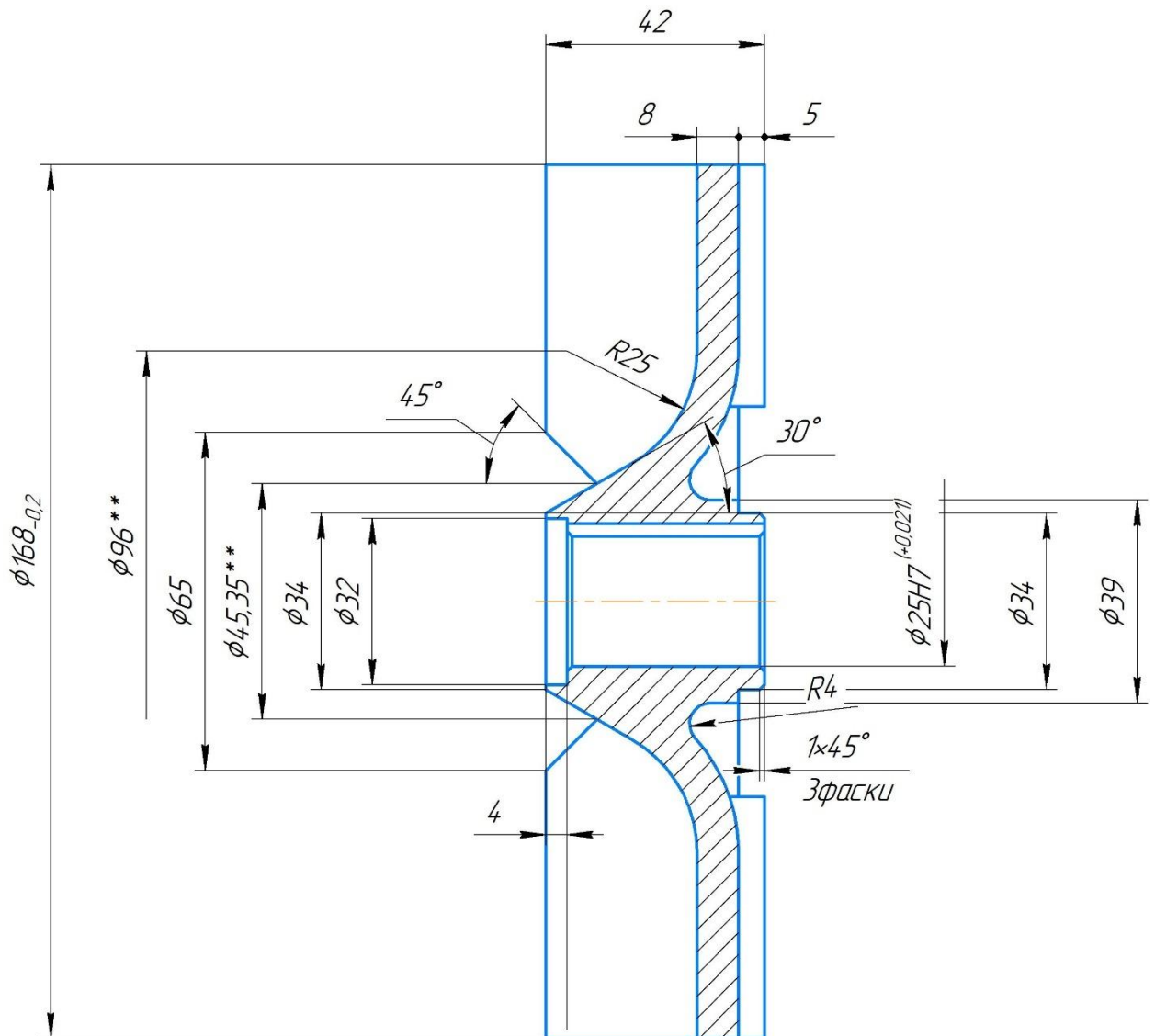


Рисунок 9.1 – Геометричні розміри робочого колеса вільновихрового насоса СВН 40/20

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.07BP.000.00 ПЗ

Арк.

63

Тривимірне моделювання робочого колеса вільновихрового насоса СВН 40/20 виконано з використанням програмного забезпечення КОМПАС-3D/

На першому етапі моделювання було обрано площину ZX (рис. 9.2).

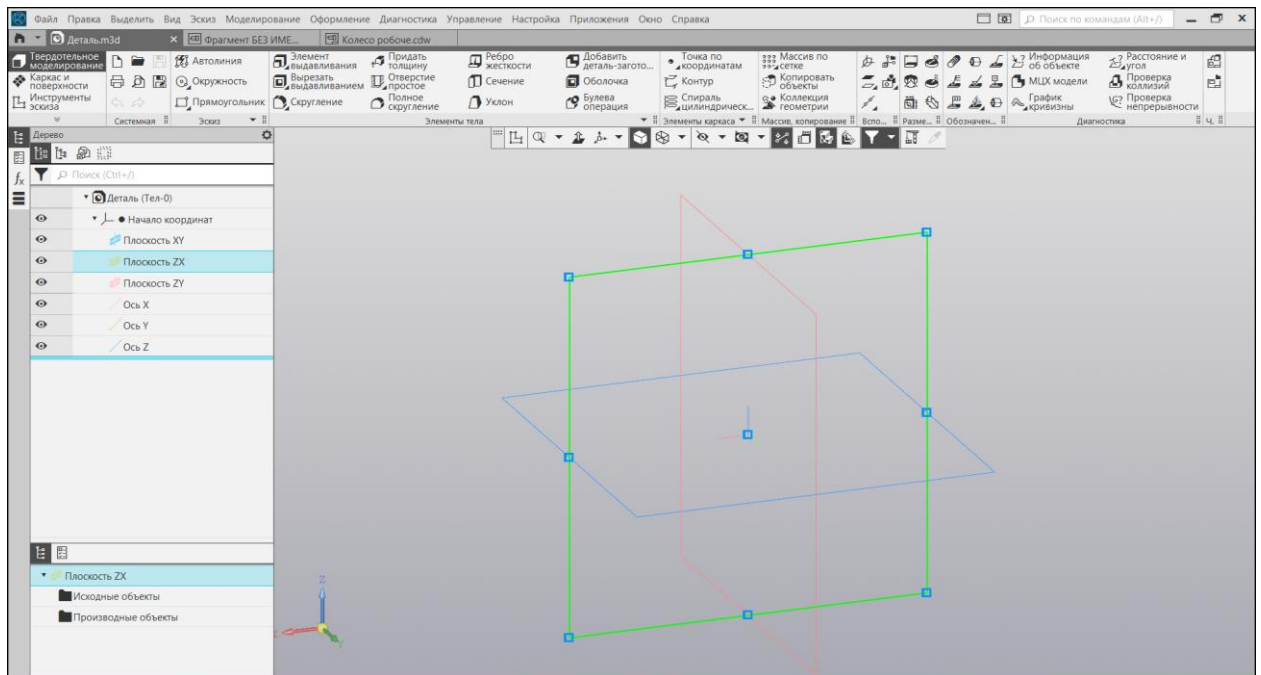


Рисунок 9.2 – Вибір осі обертання робочого колеса

На другому етапі моделювання виконано ескіз меридіонального перерізу робочого колеса (рис. 9.3).

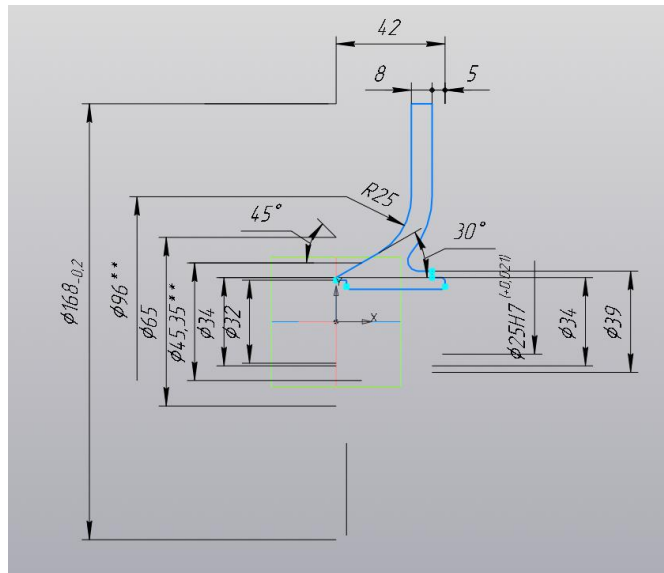


Рисунок 9.3 – Меридіональний переріз робочого колеса

Для утворення поверхні диску робочого колеса виконано операцію «елемент обертання» з використанням побудованого меридіонального перерізу робочого колеса (рис. 9.4).

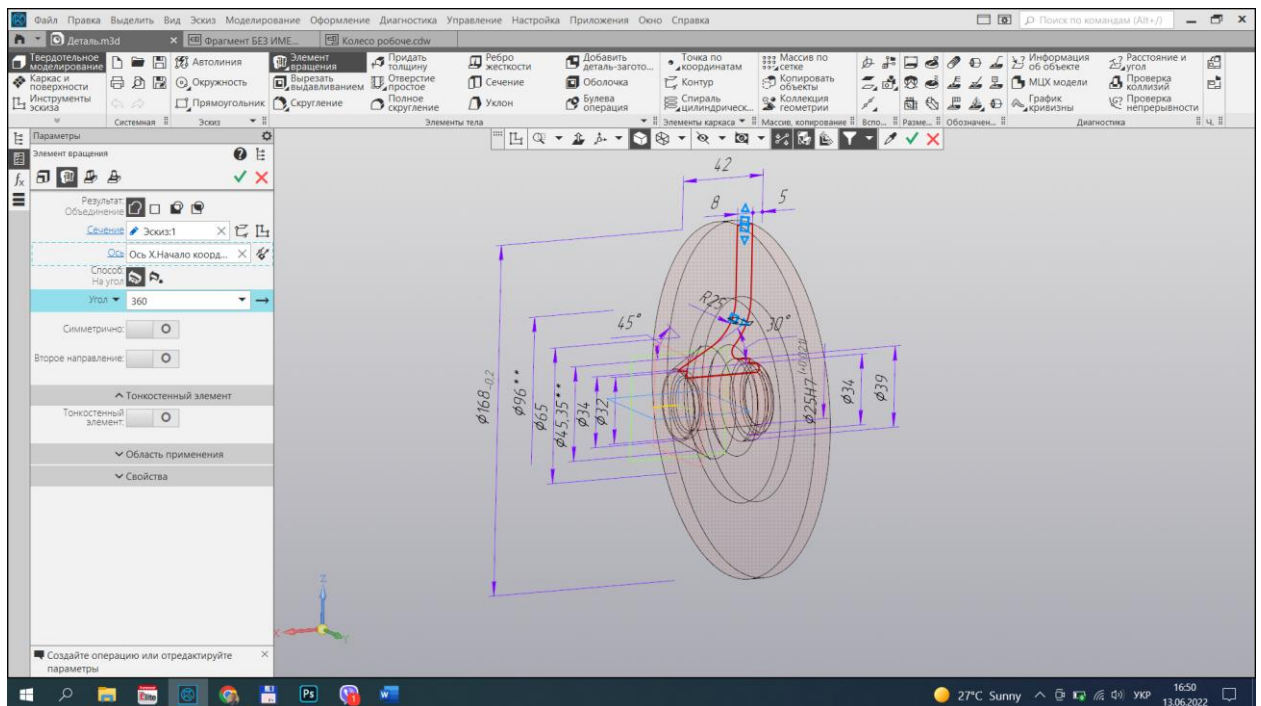


Рисунок 9.4 – Побудова диску робочого колеса

										Арк.
										65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ					

З метою побудови лопатей у тривимірній моделі робочого колеса, в ескізі, що лежить на площині кромки лопатей, сконструйовано ескіз лопаті (рис. 9.5).

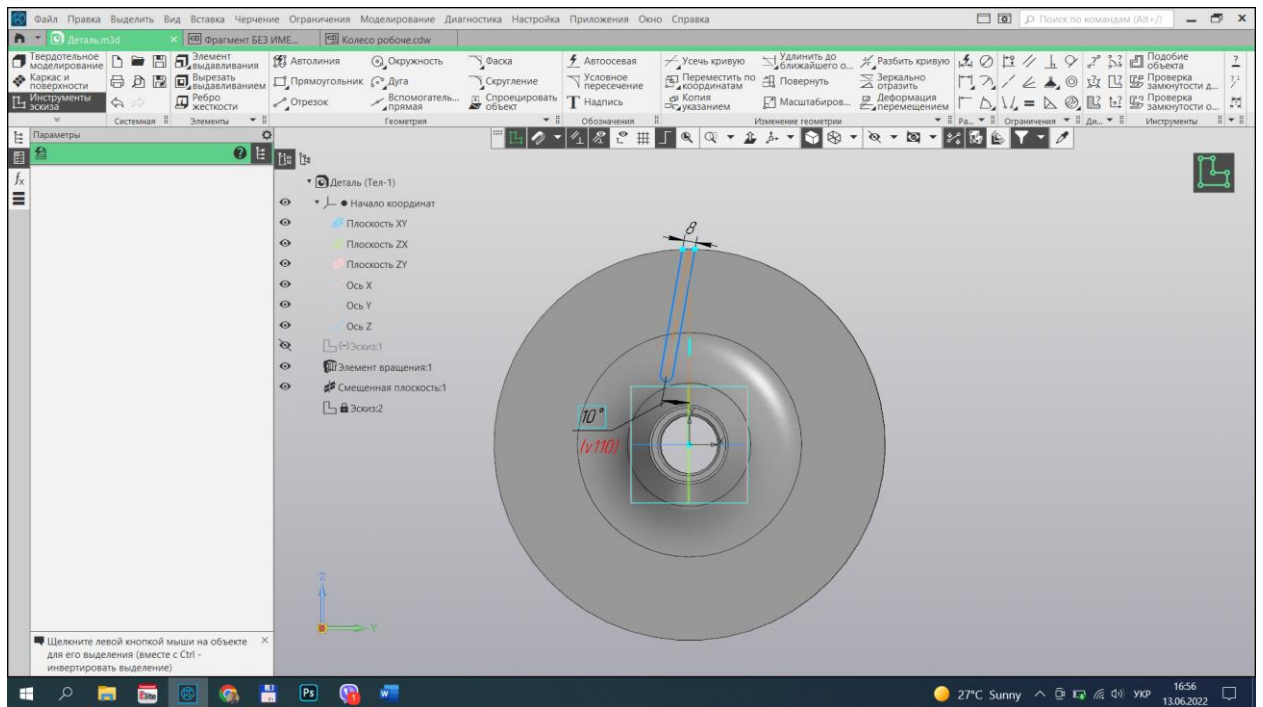


Рисунок 9.5 – Ескіз лопаті робочого колеса

Побудова лопаті робочого колеса виконана з використанням команди «втягнута бобишка» (рис. 9.6). Для уникнення прорізання диску робочого колеса операція виконана у його напрямку з використанням функції «до наступної».

									Арк.
									66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

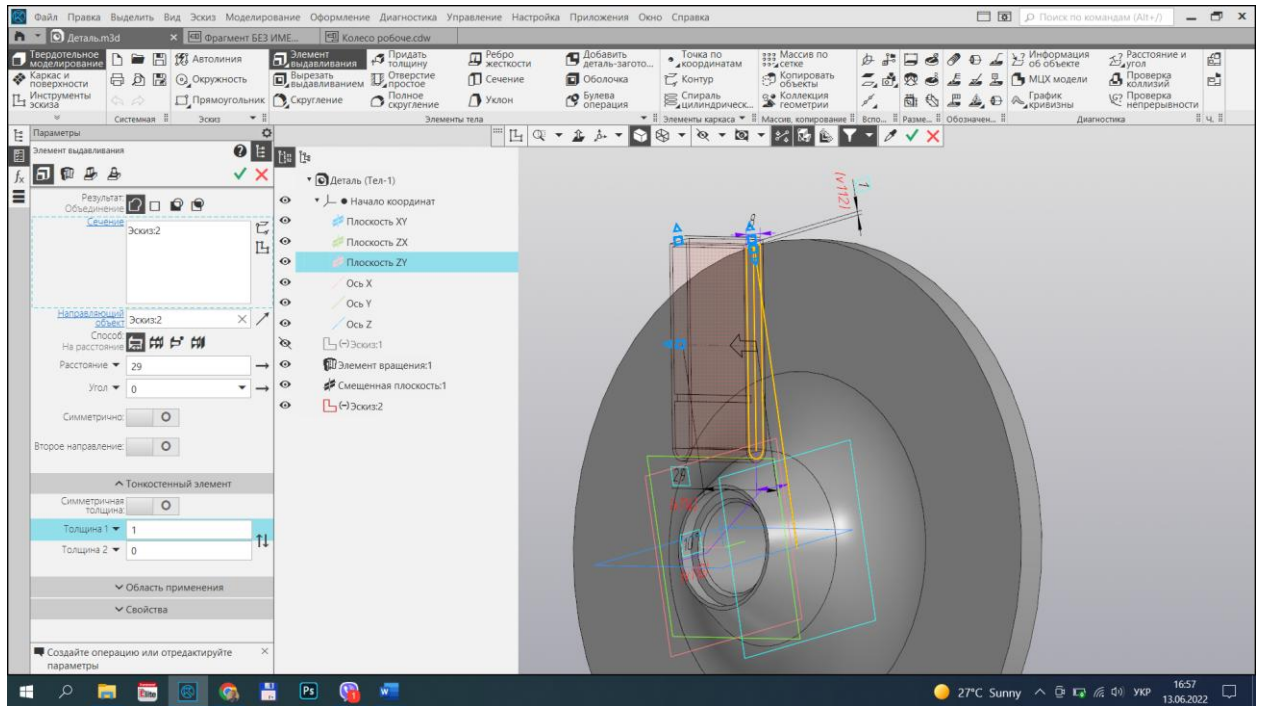


Рисунок 9.6 – Побудова лопаті робочого колеса

Створення 10 лопатей у конструкції моделі робочого колеса насоса виконано з використанням команди «коловий масив» (рис. 9.8).

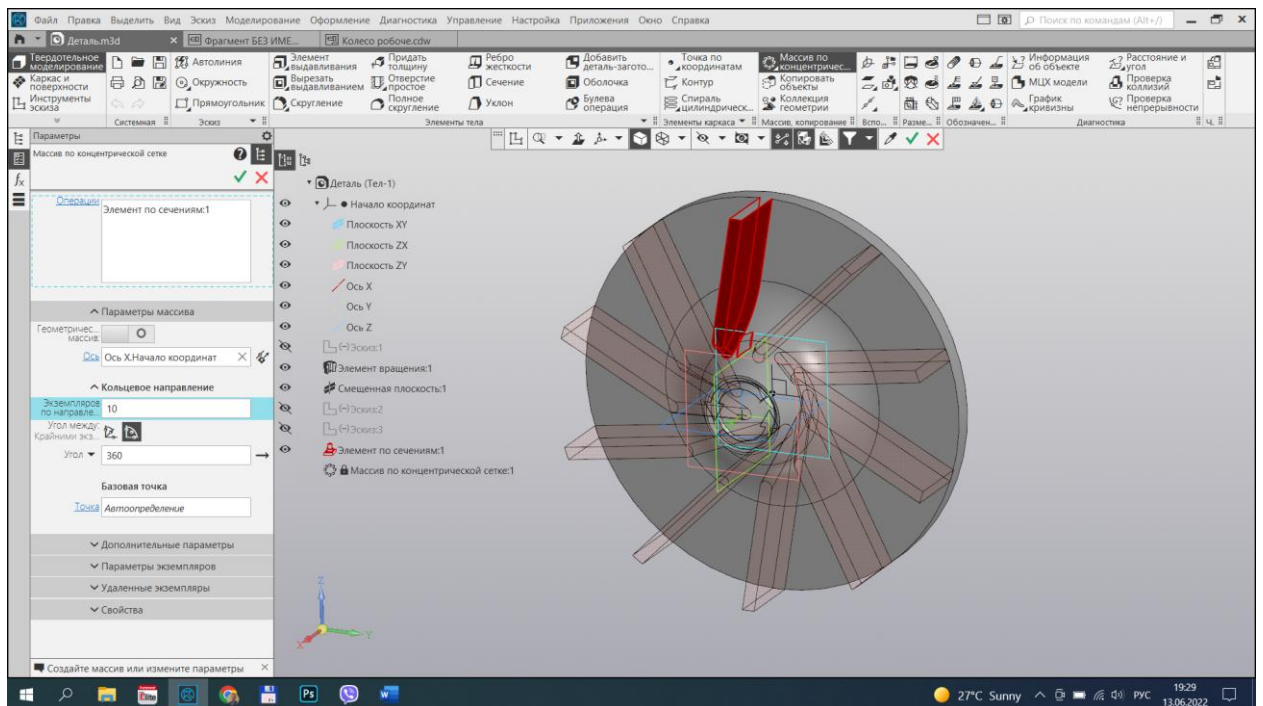
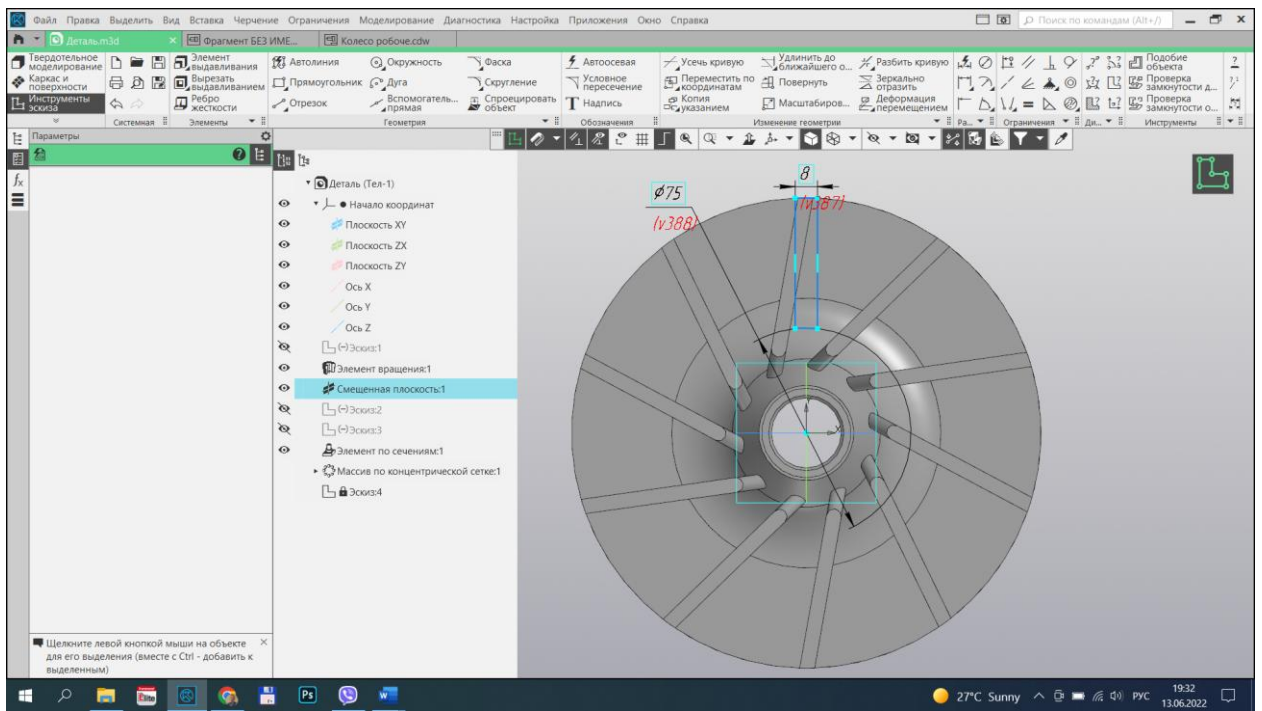
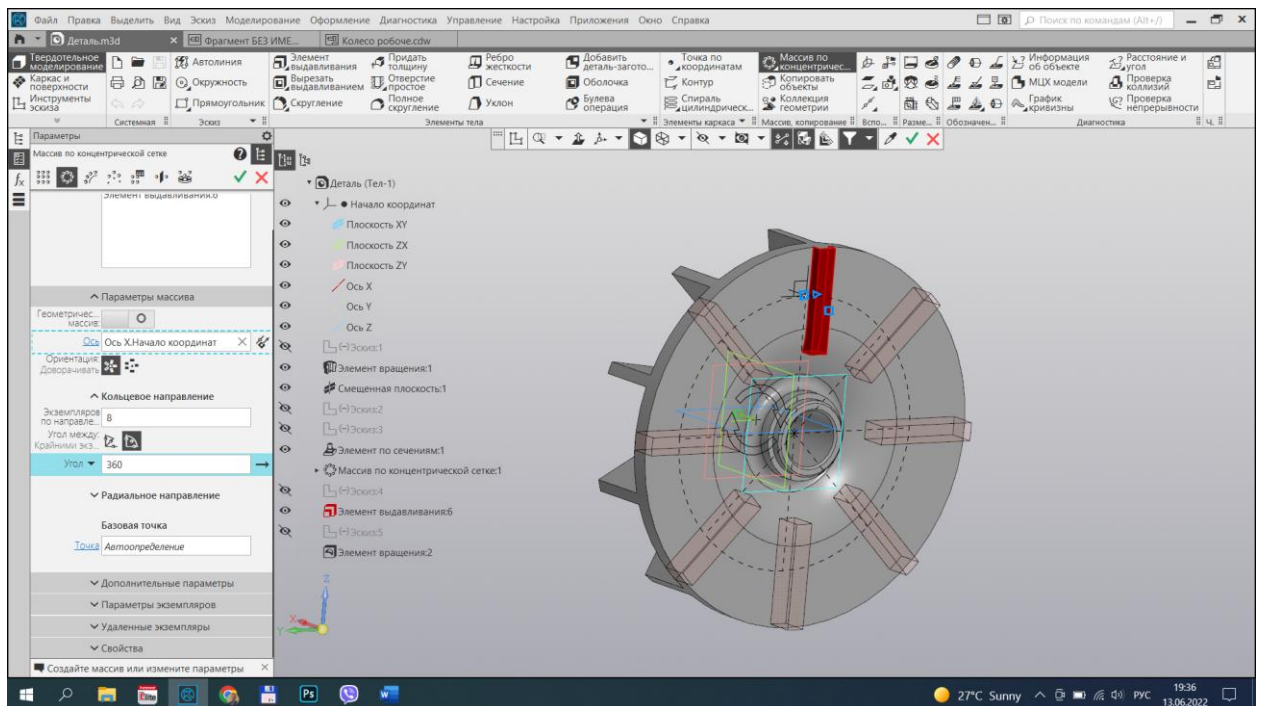


Рисунок 9.8 – Побудова 10 лопатей з використанням команди «коловий масив»

Аналогічним чином виконано побудову лопаток імпеллерів на зворотній стороні диску робочого колеса (рис. 9.9).



а



б

Рисунок 9.9 – Побудова лопаток імпеллерів: а – ескіз лопатки; б – виконання 8 лопаток імпеллерів відповідно до креслення робочого колеса з використанням команди «колловий масив»

						131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			68

Наступним етапом було виконання шпонкового пазу в конструкції робочого колеса з використанням команди «витягнутий виріз» (рис. 9.10). Для уникнення утворення глухого пазу обрана команда «наскрізь».

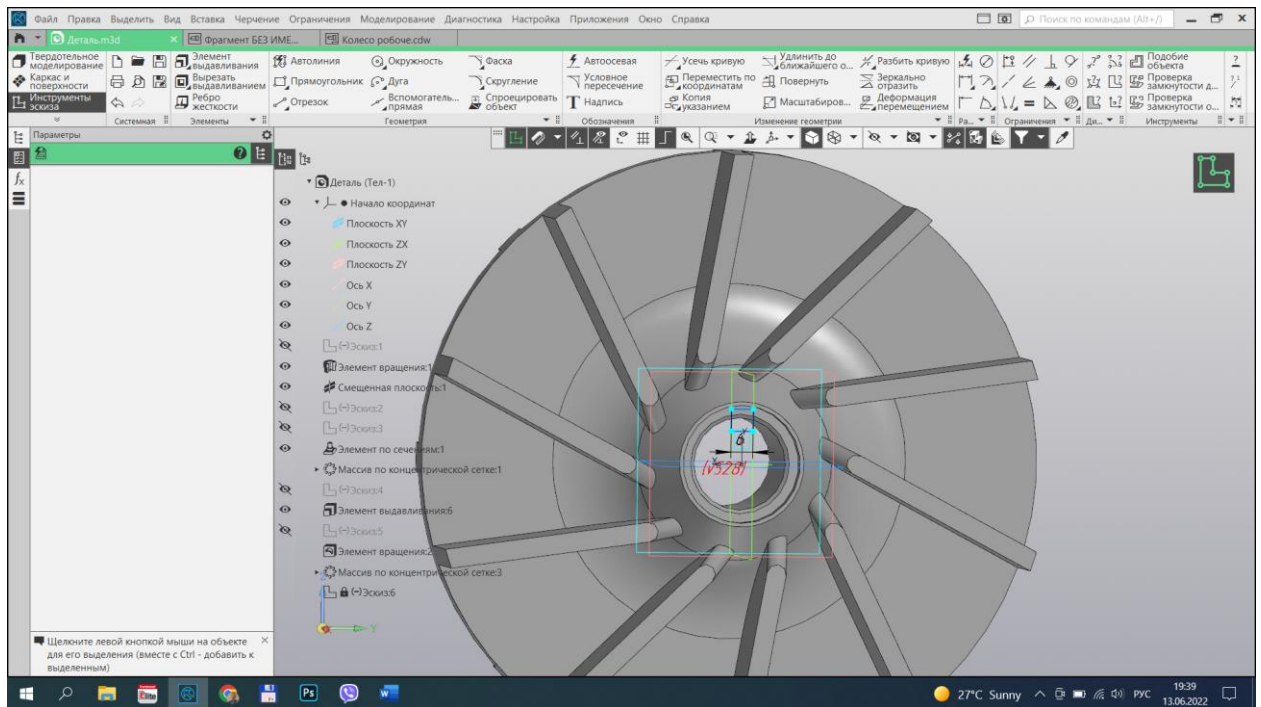


Рисунок 9.10 – Виконання шпонкового пазу у робочому колесі

У результаті побудована тривимірна модель робочого колеса вільновихрового насоса СВН 40/20 (рис. 9.11).

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

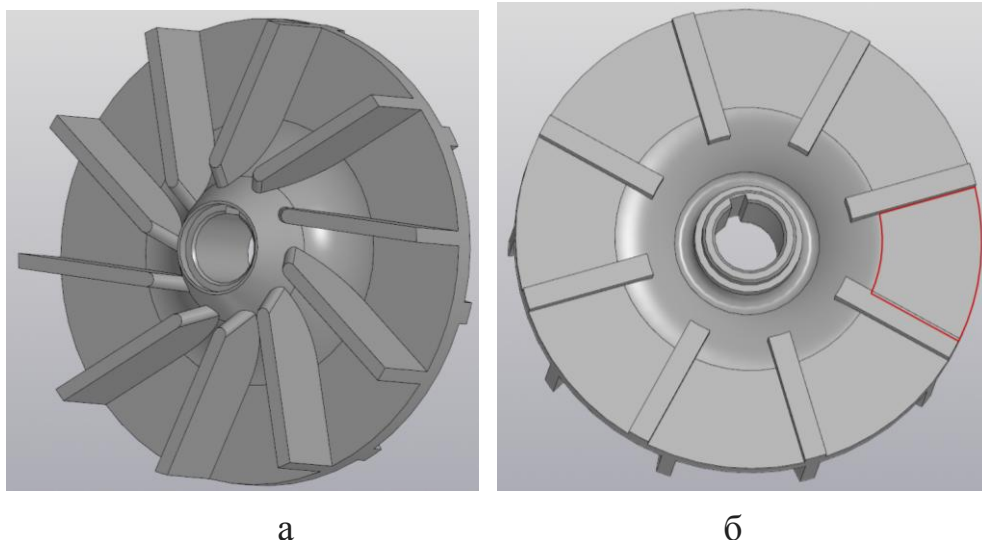


Рисунок 9.11 – Тривимірний модель робочого колеса:

а – вид з переду; б – вид з заду

Для детального розгляду конструкції внутрішнього отвору для посадки валу, а також шпонкового пазу виконано переріз робочого колеса площиною, що виділена червоним кольором (рис. 9.12).

Використання функції «масові характеристики» дозволило визначити наступні масо-габаритні характеристики побудованої тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса СВН 40/20.

Маса робочого колеса – 2,45 кг.

Об'єм деталі – 311,915 см³.

Розташування центру ваги за осями (мм):

X = 0.00

Y = 0.00

Z = -25,69.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

9 Економічний розділ

Непотокове виробництво, його суть і характеристика

Для непотокового типу виробництва характерними є такі ознаки:

1) на робочих місцях виробничих приміщень зазвичай обробляються різні за своєю конструкцією та технологією їхнього виготовлення різноманітні предмети праці, бо кількість кожного з цих предметів праці невелика і недостатня для повноцінного нормального (максимального) завантаження усього промислового устаткування на виробництві;

2) робочі місця на виробничих приміщеннях розташовуються зазвичай за однотипними (подібними) стандартними технологічними групами згідно з технологією виробничого процесу без певного їхнього зв'язку із послідовністю виконання технологічних операцій виробничого процесу;

3) після виконання окремих технологічних операцій усі предмети праці часто надходять на проміжні склади на виробничому приміщенні та чекають та на звільнення відповідного робочого місця для виконання наступної (чергової) технологічної операції згідно з виробничим процесом.

Непотоковий метод виробництва застосовується переважно у одиничному типі виробництва та серійному типі виробництва. Залежно від широти номенклатури промислових виробів та їхньої кількості цей метод має кілька модифікацій.

В умовах одиничного типу промислового виробництва непотоковий метод виробництва здійснюється головним чином у такій формі: одинично-технологічного виробництва, коли вироблювані на виробництві окремі предмети праці одиницями або невеликими партіями (групами), які зазвичай не повторюються, проходять свою обробку згідно із загальними ознаками, наведеними попередньо.

У серійному типі промислового виробництва такий метод зазвичай приймає форми партійно-технологічного виробництва або предметно-

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

групового виробництва.

Партіонно-технологічний метод виробництва відрізняється від одинично-технологічного методу виробництва тим, що виготовлювані на виробництві предмети праці зазвичай проходять свою обробку певними партіями, які періодично повторюються під час виробництва. Партія вироблених на виробництві предметів праці є досить важливим календарно-плановим нормативом для організації партійного типу промислового виробництва та її величина (обсяг) суттєво впливає на його загальну ефективність. Причому такий вплив не є досить однозначним. Із одного боку, можна сказати, що збільшення максимальної величини партії вироблених у технологічному процесі предметів завжди приводить до відповідного зменшення кількості переналагоджувань промислового устаткування під час виконання технологічних операцій, внаслідок чого відповідно поліпшується його використання у технологічному процесі, зменшуються відповідні витрати часу та грошових коштів на підготовчо-заклучні роботи (попереднє налагоджування, одержання роботи та здавання роботи, ознайомлення із нормативною документацією згідно з відповідним технологічним процесом). Крім цього, значним чином спрощується проведення оперативного планування виробництва та облік задіяних у процесі виробництва предметів та засобів.

З іншого боку, можна говорити про те, що оброблення виготовлюваних предметів великими партіями значно збільшує обсяг незавершеного промислового виробництва, потребує значно більших складських приміщень, а це у свою чергу однозначно призводить і до виникнення додаткових витрат часу та грошових коштів у процесі виробництва.

У разі зменшення граничної величини партії вироблених предметів вплив на ефективність промислового виробництва зазвичай має зовсім протилежне спрямування. Ці обставини однозначно вимагають встановлення під час планування величини оптимальної партії промислової продукції.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Оптимальною величиною партії промислової продукції є така величина партії вироблюваних предметів, за якої загальні витрати часу та грошових коштів на їх виготовлення відповідно будуть мінімальними. Їх обчислюють у процесі виконання оперативного управління промисловим виробництвом.

Одиничні та партійно-технологічні методи промислового виробництва організаційно є значно складними з точки зору дотримання усіми суб'єктами цього процесу принципів раціональної організації промислового виробничого процесу. Їхні суииві недоліки певно мірою усуває застосування у процесі ппрпромислового виробництва предметно-групового методу. Сутність цього методу зазвичай полягає в тому, що абсолютно вся сукупність вироблюваних предметів праці розподіляється на відповідні технологічно подібні групи об'єктів. Оброблення відповідних предметів із кожної такої групи зазвичай здійснюється приблизно за однією та тією ж самою технологією та відповідно потребує застосування абсолютно однакового технологічного устаткування. Такий підхід зазвичай дозволяє створити на підприємстві окремі предметно-спеціалізовані дільниці, а також значно підвищувати відповідний рівень механізації та автоматизації промислового виробництва.

Партійний метод щодо організації та проведення промислового виробництва має наступні характерні ознаки:

- запуск у промислолоове виробництво виготовлюваних виробів певними партіями із заздалегідь визначеною кількістю;
- оброблення одночасно промислової продукції декількох різних найменувань;
- закріплення за робочим місцем на промисловому виробництві виконання декількох окремих технологічних операцій;
- широке застосування вживання на підприємстві разом із спеціалізованим промисловим устаткуванням універсального промислового устаткування;
- використання на промисловому підприємстві виробничих кадрів

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

високої кваліфікації та широкої спеціалізації за умови дотримання великої якості;

- переважне розташування на промисловому підприємстві технологічного устаткування по окремих групах однотипних технологічних верстатів.

Партійний метод щодо організації промислового виробництва зазвичай характеризується виготовленням значно різної номенклатури промислової продукції в таких кількостях, що визначаються запланованими партіями їх запуску-випуску на промисловому підприємстві.

Для проведення аналізу партійного методу організації промислового або іншого типу виробництва зазвичай використовуються наступні нормативи: розмір партії вироблюваної продукції, періодичність запуску-випуску промислової продукції, розмір (величина, обсяг) запланованого запасу незавершеного промислового або іншого типу виробництва та розрахунковий коефіцієнт серійності промислового виробництва.

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

10 Розділ охорони праці

Організація пожежної охорони промислових підприємств

За стан протипожежної безпеки у промислових машинобудівельних та інших галузях відповідальність несуть безпосередньо керівники відповідних підприємств або інші уповноважені ними відповідні органи, а також орендарі відповідних машинобудівельних або іншого типу підприємств.

Пожежна безпека на місцях роботи працівників (робітників, персоналу тощо) у різних асоціаціях, корпораціях, концернах, або інших виробничих чи рневиробничих об'єднаннях зазвичай визначається їхніми устновчими документами: статутами або відповідними договорами між підприємствами, що утворили ці вищевказані промислові або іншого типу об'єднання. У структурі їхніх апаратів зазвичай створюється відповідна служба із забезпечення пожежної безпеки на виробництві.

Забезпечення необхідного рівня пожежної безпеки є обов'язковою складовою частиною виробничої та іншого типу (виду) діяльності відповідних посадових осіб, працівників, робітників, персоналу відповідних машинобудівельних або іншого типу промислових підприємств.

Зазвичай вони повинні:

- розробляти відповідні необхідні комплексні заходи щодо обов'язкового забезпечення відповідного рівня пожежної безпеки на підприємстві на основі останніх досягнення науки і техніки та отриманого раніше позитивного досвіду щодо запровадження вказаних досягнень.
- здійснювати відповідний постійний контроль за обов'язковим додержанням відповідних нормативних державних актів із забезпечення відповідного рівня пожежної безпеки на виробництві, розробляти та затверджувати відповідні положення, інструкції, та інші необхідні нормативні акти, які діють у межах відповідних промислових або іншого типу підприємств, установ та організацій.

									Арк.
									75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.07BP.000.00 ПЗ				

- забезпечувати обов'язкове додержання відповідних протипожежних вимог, державних та міжнародних стандартів, встановлених норм, прийнятих правил, виконання вимог відповідних приписів та постанов уповноважених органів державного пожежного нагляду для відповідних галузей.
- організувати регулярне навчання працівників, робітників, персоналу відповідним правилам щодо забезпечення необхідного рівня пожежної безпеки та регулярну пропаганду вказаних заходів щодо їх забезпечення на кожному підприємстві чи установі.
- вживати відповідні необхідні заходи для забезпечення відповідного рівня пожежної безпеки на підприємстві чи установі, обов'язково погоджуючи їх з відповідними уповноваженими органами із державного пожежного нагляду на підприємстві.
- утримувати в справному та готовому до застосування стані відповідні засоби із забезпечення протипожежного захисту і зв'язку між працівниками підприємства, відповідну пожежну техніку, необхідні обладнання та інвентар і у жодному разі не використовувати його не за основним призначенням.
- у разі потреби обов'язково створювати відповідно до встановленого на підприємстві чи установі порядку відповідні підрозділи із забезпечення необхідного рівня пожежної охорони і матеріально-технічну базу підприємства чи установи.
- подавати відповідні відомості та встановленого типу необхідні документи про стан пожежної безпеки на підприємстві чи установі об'єктів та промислової продукції, що виробляється на данному виробництві, на відповідну вимогу державної служби із забезпечення пожежної охорони.
- впроваджувати на підприємстві чи установі автоматичні засоби із виявлення та гасіння пожежі і постійно використовувати наявну на підприємстві чи установі виробничу автоматику.
- повідомляти державну пожежну охорону про виявлену несправність

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

пожежної техніки підприємства чи установи, систем протипожежного захисту на підприємстві або установі, водопостачання на промисловому об'єкті, про закриття під'їзних доріг, проїздів на території відповідного промислового об'єкту.

- проводити відповідні службові розслідування у разі виявлення випадків пожежі на промисловому об'єкті.

На промислових або іншого типу підприємствах із загальною кількістю працюючих 50 чоловік та більше відповідним рішенням трудового колективу підприємства чи установи може створюватися відповідна пожежно-технічна комісія підприємства, у виняткових випадках, визначених нормативними документами, її функції може також виконувати державна комісія з охорони праці на відповідному підприємстві.

На промислових об'єктах із підвищеною небезпекою для працівників підприємства і службовців установи обов'язково організують заняття зі знання спеціального пожежно-технічного мінімуму. Мета цих обов'язкових занять – це необхідне підвищення загально-технічних та інших знань працюючих (робітників, персоналу) на об'єктах (виробничих та невиробничих), більш детальне та глибоке навчання їх відповідним засобам пожежегасіння на промисловому об'єкті.

Члени добровільної пожежної дружини (ДПД) на підприємстві (організації, установі тощо) повинні:

- Виконувати самому та завжди вимагати від інших дотримуватися правил щодо забезпечення необхідного протипожежного режиму на власному робочому місці на підприємстві (організації, установі).
- Знати про усі свої обов'язки та у разі виникненні пожежі на підприємстві (організації, установі) брати безпосередню участь в її швидкому та ефективному гасінні.
- Слідкувати за повною готовністю до застосування відповідних первинних засобів у разі необхідності проведення пожежегасіння на

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підприємстві (організації, установі) та у разі їхньої несправності особисто самому ліквідувати загоряння або докласти про ситуацію безпосередньо начальнику добровільної пожежної дружини.

- Виконувати усі отримані розпорядження відповідного начальника дружини та усякчасно підвищувати свої знання із пожежегасіння та забезпечення пожежної безпеки.

Кожен робітник (працівник) організації, який приймається на промислове або іншого типу підприємство, обов'язково має пройти відповідний протипожежний інструктаж, що зазвичай підрозділяється на вступний інструктаж та первинний інструктаж.

Під час проведення вступного інструктажу на підприємстві робітника (працівника) зазвичай знайомлять із постійно діючими на підприємстві (організації, установі) відповідними правилами та інструкціями із забезпечення необхідного рівня пожежної безпеки, із розташуванням відповідних пожежонебезпечних ділянок на промисловому об'єкті, можливих причин виникнення на підприємстві пожежі та із заходами щодо її запобігання, із організацією відповідної пожежної охорони на підприємстві (організації, установі).

Під час проведення первинного інструктажу робітника (працівника) підприємства зазвичай знайомлять із прийнятими на підприємстві правилами забезпечення пожежної безпеки в даному конкретному цеху виробничого об'єкту і при виконанні певної роботи на підприємстві (організації, установі) із підвищеним рівнем вибухової та пожежної небезпеки, а також із наявними на виробництві (у цеху) засобами для проведення робіт із пожежегасіння.

Для гарантованого запобігання виникненню на підприємстві (організації, установі) пожеж, пов'язаних із можливими технологічними або виробничими причинами, на відповідних підприємствах (організаціях, установах) створюють відповідні необхідні пожежно-технічні робочі комісії, які зазвичай проводять свою обов'язкову роботу відповідно до «Положення

					<i>131.07BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

про пожежно-технічні комісії на промислових підприємствах».

Основною метою запровадження на підприємстві (організації, установі) відповідного протипожежного режиму - недопущення виникнення пожежі від паління працівників (робітників) на робочому місці, недбалого відношення працівників (робітників) до вогню на підприємстві, небезпечного проведення відповідних технологічних вогневих робіт у цехових приміщеннях, не вимкнених нагрівальних або іншого типу промислових чи побутових приладів, освітлювальних приладів та установок у виробничих приміщеннях. Належне та неухильне додержання відповідних проходів і шляхів із евакуації у промислових приміщеннях на виробництві (організації, установі), обов'язкове та ретельне прибирання усіх промислових приміщень та робочих місць на виробництві, встановлення та неухильне виконання усіх необхідних норм щодо тимчасового зберігання у цехах, складах та робочих місцях промислових матеріалів, технологічної сировини, готової промислової або іншого типу продукції, а також відповідного порядку щодо проведення огляду та закриття промислових або іншого типу приміщень після закінчення робітниками (працівниками) своєї роботи на відповідному підприємстві (організації, установі).

Пожежна безпека на промислових або іншого типу підприємствах зазвичай значною мірою залежить від обов'язкового та неухильного виконання усіх необхідних технологічних процесів та відповідної безпечної експлуатації під час виконання технологічних процесів відповідного виробничого обладнання, а також від гарантованого усунення усіх можливих причин виникнення на підприємстві (установі, організації) пожеж.

					131.07BP.000.00 ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Євтушенко Ю.В. Вільновихрові насоси для рідин, що містять включення / Ю.В. Євтушенко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17–20 квітня 2018 р. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С. 264.

2. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.

3. 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.

4. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати" / Кондусь В. Ю. – Суми, 2018. – 20 с.

5. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "TURO" / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.

6. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / перевод А.М Ладогина под ред. Поликовского В.И., 4 изд. перераб. – М.: Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.

7. Герман В. Ф. Расчет параметров свободновихревого насоса / В. Ф. Герман // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1989. – Вып. 23. – С. 81–85.

									Арк.
									80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

131.07BP.000.00 ПЗ

8. Ржебаєва Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие/ Н. К. Ржебаєва, Е. Є. Ржебаєв. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

9. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномассных свободновихревых насосов : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 - Гидр / Котенко А. И. – Сумы, 1989. – 176 с.

10. Чернавский А.С. «Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие» / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцев – 3-е изд. Стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», - 2005. – 416 с.

11. Электродвигатель АИР132S4, АИР132S6, АИР132S8. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://electronpo.ru/dvigatel_air132s

12. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.

13. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.sop.com.ua/article/206-qqq-16-m6-13-06-2016-nebezpechn-ta-shkdliv-virobnich-faktori>

14. Мікроклімат виробничих приміщень [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://studfiles.net/preview/5563475/>